



TEKNILLINEN TIEDEKUNTA

KISKOKALUSTON JARRUJÄRJESTELMÄN SUORITUSKYVYN MÄÄRITTÄMINEN EN- STANDARDIEN MUKAISESTI

Aapo Hölsä

KONETEKNIIKAN TUTKINTO-OHJELMA

Diplomityö

Kesäkuu 2021

TIIVISTELMÄ

Kiskokaluston jarrujärjestelmän suorituskyvyn määrittäminen EN-standardien mukaisesti

Aapo Hölsä

Oulun yliopisto, konetekniikan tutkinto-ohjelma

Diplomityö 2021, 144 s. + 18 s. liitteitä

Työn ohjaajat yliopistolla: Yliopisto-opettaja Perttu Niskanen ja professori (emeritus) Mauri Haataja

Tässä diplomityössä perehdytään kiskokalustossa käytettäviin jarrujärjestelmiin ja yksittäisten jarrutyyppeiden toimintaperiaatteisiin. Lisäksi työssä selvitetään ajoneuvon jarrutussuorituskyvyn määrittämisen kannalta oleelliset standardeissa määritellyt suorituskyvyn vertailuarvot. Työn tavoitteena on kehittää uusimpien EN-standardien mukainen laskentatyökalu kiskoilla liikkuvan ajoneuvon jarrutussuorituskyvyn määrittämiseen sekä tuottaa kattava teoreettinen katsaus jarrutuslaskennan suorittamisen taustamateriaaliksi.

Teoriaosiossa käsitellään kiskokalustossa yleisimmin käytössä olevat jarrutyypit. Tutkituille jarrutypeille määritetään lähdekirjallisuuden perusteella niiden tuottaman maksimijarruvoiman määräävät tekijät ja parametrit. Tönkkäjarrun teoriaosiossa perehdytään lisäksi olemassa oleviin jarruanturatyyppeihin ja levyjarrun kirjallisuuskatsauksessa tutustutaan kitkavoiman muodostumismekanismeihin jarrulevyn ja jarrupalan kontaktissa erityyppisiä kitkamateriaaleja käytettäessä. Nopeusriippuvaisille jarrutypeille määritetään niiden tuottaman hetkellisen jarruvoiman ominaiskuvaajat sekä perusteet ominaiskuvaajan eri jaksojen määräytymiselle. Lisäksi selvitetään ajoneuvoon kohdistuvien liikevastusvoimien määräytyminen yleisesti sekä EN-standardien mukaan. Osiossa käsitellään myös EN 14067-4 mukaiset koejärjestelyt EN-standardin mukaisten liikevastusvoimien määrittämiseksi.

Diplomityössä kehitetty laskentatyökalu soveltuu kuusitelisen kiskoilla kulkevan ajoneuvokokoonpanon jarrutussuorituskyvyn määrittämiseen. Ajoneuvon jarrujärjestelmä voidaan määrittää hyödyntämään sähködynaamista jarrua, levyjarrua,

magneettista kiskojarrua tai näiden yhdistelmää. Lisäksi ajoneuvolle on mahdollista määrittää erikseen mekaanisesti käytettävä levyjarru pysäköintitilanteen tarkastelua varten. Jarrutyyppejen tuottamat jarruttavien voimien maksimit määritetään EN 14531-1 mukaisien parametrien sekä tarpeelliseksi katsottujen lisäparametrien avulla. Hetkellisten jarruttavien voimien sekä liikevastuksien määrittäminen tapahtuu standardin EN 14531-2 mukaisesti. Laskentatyökalun version mukaan dynaamisia jarrutustilanteita voidaan määrittää laskettavaksi 30 tai 15 kappaletta ja pysäköinti- tai paikallaanpito-tilanteita 10 kappaletta.

Asiasanat: junanvaunut, raitiovaunut, jarrujärjestelmät, suorituskyky

ABSTRACT

Evaluation of railway vehicle braking performance according to current EN standards

Aapo Hölsä

University of Oulu, Degree Programme of Mechanical Engineering

Master's thesis 2021, 144 p. + 18 p. appendixes

Supervisors at the university: University Teacher Perttu Niskanen and Professor Emeritus Mauri Haataja

In this paper railway vehicle braking systems and operating principles of individual brake types are researched. Essential braking performance factors are also determined according to current EN-regulations and other relevant regulative literature. The aim of this thesis is to develop a versatile tool for braking performance calculations. The secondary goal is to produce a comprehensive reference piece of literature to assist in commissioning of the developed tool.

The theory section of this paper focuses on the most widely used brake types. Parameters that affect the braking performance of each brake type are determined. Different brake block types and their performance in adverse friction conditions are also studied in the tread brake section. For disc brake the micro-contact phenomena that occur on the friction surface of the brake pad during brake application are researched for different brake pad friction materials. The shape of characteristic braking force graphs is determined for each speed-dependent brake type and the factors that determine the different phases are studied. Typical resistance forces that act on a vehicle are defined. Evaluation of the characteristic coefficients for vehicle resistance is also studied according to EN 14067-4.

The calculation tool developed in this thesis is capable of calculating braking performance of a six bogie railway vehicle. Vehicle braking system can utilize electro-dynamic brake, disc brake, magnetic track brake or any combination of the listed types. It is also possible to define a mechanically operated disk brake to be used in the case of holding and parking calculations. Maximum braking force provided by each brake type is calculated according to EN 14531-1 and the instantaneous braking forces and resistance forces are calculated according to EN 14531-2. Depending on the version of the calculation tool 30

or 15 different dynamic braking situations can be determined for calculation at once. Both versions of the tool can calculate 10 holding and parking cases in addition to the dynamic ones.

Keywords: railway, vehicle, braking, performance

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Skoda Transtech Oy:n toimeksiannosta. Työn tarkoituksena on tuottaa laskentatyökalu kiskoajoneuvoyksikön jarrutussuorituskyvyn määrittämiseen sekä koostaa laaja kirjallinen katsaus kiskokaluston jarrujärjestelmäteoriaan. Työn suoritus tapahtui määräaikaissä työsuhteessa 5/2020-11/2020. Kirjallisen osuuden koostamista ja viimeistelyä jatkettiin opintojen ohessa 12/2020-5/2021.

Haluan kiittää yliopisto-opettaja Perttu Niskasta sekä professori (emeritus) Mauri Haatajaa työn ohjaamisesta, eteenpäin kannustamisesta sekä arvokkaista kommentteista. Skoda Transtech Oy:n osalta haluan esittää kiitokseni suunnittelupäällikkö Pasi Kaikkoselle aiheen tarjoamisesta. Suuret kiitokset myös Skoda Transtech Oy:n jarruasiantuntijalle, vanhempi insinööri Esa Kovalaiselle työn ohjaamisesta ja jaetusta tietämyksestä. Kirjoja lukemalla oppii paljon, mutta kokemusta on vaikea korvata.

Lopuksi haluan esittää kiitokseni ystäville ja läheisille jotka ovat kannustaneet ja antaneet muuta ajateltavaa välillä raskaaksikin kehkeytyneen puurtamisen aikana.

Oulu, 9.6.2021



Aapo Hölsä

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

MERKINNÄT JA LYHENTEET

1 Johdanto	12
2 Kiskokaluston jarrujärjestelmät	15
2.1 Junakalustossa käytössä olevat jarrujärjestelmät	15
2.1.1 Perinteiset pneumaattiset jarrujärjestelmät	15
2.1.2 Nykyaikaiset junakaluston jarrujärjestelmät.....	19
2.2 Muussa kiskokalustossa käytettävät jarrujärjestelmät	23
3 Dynaamisen jarruvoiman määräytyminen tavallisimmilla jarrumekanismeilla	26
3.1 Tönkkäjarru	26
3.1.1 Tönkkajarrumekanismien tuottama jarruvoima.....	26
3.1.2 Jarruanturan ja kiskopyörän välisen kitkakertoimen määräytyminen	30
3.1.3 Jarruanturan kitkamateriaalien märkäsuorituskyky	35
3.2 Levyjarru	40
3.2.1 Levyjarrumekanismien tuottama jarruvoima.....	40
3.2.2 Jarrupaloissa käytettävät kitkamateriaalit.....	42
3.2.3 Jarrupalan tuottamaan kitkavoimaan vaikuttavat mekanismit.....	45
3.2.4 Jarrupalan ja jarrulevyn väliseen kitkakertoimeen vaikuttavat tekijät	47
3.2.5 Kiskokaluston jarrupalojen suorituskykyvaatimukset.....	54
3.3 Sähködynaaminen jarru.....	58
3.3.1 Vierasmagnetoidun ja sivuvirtatyypin tasavirtamoottorin toimintaperiaate	60
3.3.2 Vierasmagnetoidun ja sivuvirtatyypin tasavirtamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti.....	63
3.3.3 Sarjavirtatyypin tasavirtamoottorin toimintaperiaate	67
3.3.4 Sarjavirtatyypin tasavirtamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti..	69
3.3.5 Vaihtovirtamoottorin toimintaperiaate	71
3.3.6 Vaihtovirtamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti	80
3.4 Magneettinen kiskojaru.....	82
3.5 Pyörrevirtajarru	85
3.6 Hydrodynaaminen jarru	91

4 Ulkoiset liikevastusvoimat	95
4.1 Nousuvastusvoima	95
4.2 Standardin EN 14531 mukainen yhdistetty liikevastusvoima	96
4.3 Yhdistetyn liikevastusvoiman vakiotermien määrittäminen	99
5 EN 14531-1 mukainen keskimääräisiin jarruvoimiin perustuva jarrutuslaskenta	102
5.1 Keskimääräinen jarruvoima	102
5.2 Suorituskyvyn vertailuarvot keskiarvolaskennassa.....	105
6 Diplomityössä kehitetty EN 14531-2 mukainen laskentatyökalu	111
6.1 Jarruttavan voiman määräytyminen	112
6.2 Hetkellisten liikevastusvoimien määräytyminen	117
6.3 Aikaintegrointi	119
6.4 Laskentatulosten käsittely	121
6.5 Paikallaanpitojarrun suorituskyvyn määrittäminen.....	128
6.6 Lyhyt käyttöohje laskentataulukon käyttöön	135
7 Yhteenveto	139

LÄHDELUETTELO

LIITTEET:

Liite 1. Diplomityössä laaditulla laskentaohjelmalla tulostettu laskentaraportti.

MERKINNÄT JA LYHENTEET

A_C	Jarrusylinterin männän tehollinen pinta-ala
A_v	Ajoneuvon otsapinta-ala
a_{avg}	Keskimääräinen hidastuvuus
a_e	Ekvivalentti hidastuvuus
B_0	Pyörrevirtajarrun tuottaman magneettivuon tiheys
B_m	Vaihtuvasuuntaisen magneettivuon tiheysamplitudi
c	Ajoneuville kokeellisesti määritetty ilmanvastuskerroin
D_t	Hydrodynaamisen hidastimen toruksen ulkohalkaisija
E_b	Ankkuriin indusoituva sähkömotorinen voima
E_f	Jarrutuksessa kitkapinnan matkalla lämmöksi muuttuva energia
E_s	Staattorikäämiin indusoituva sähkömotorinen voima
F_{AMG}	Magneettisen kiskojarrun vetovoima
$F_{B,Cr,im}$	Mekaanisen levyjarrun pyörän kehälle tuottama jarruvoima
$F_{B,D,H}$	Käyttöjarruna toimivan levyjarrun tuottama paikallaanpitovoima
$F_{B,D}$	Levyjarrujärjestelmän tuottama jarruttava voima pyörän kehällä
$F_{B,TU}$	Tönkkäjarruysikön tuottama jarruttava voima
$F_{B,im,ax}$	Akselikohtainen paikallaanpitovoima
F_B	Pyörän kehälle tuotettu jarruttava voima
$F_{BEC,max}$	Pyörrivirtajarrutyypin maksimijarrutusvoima
F_{BEC}	Pyörrevirtajarrun tuottama hetkellinen jarruvoima
$F_{BED,max}$	Sähködynaamisen jarrun jarrutusvoiman maksimi
F_{BED}	Sähködynaamisen jarrun hetkellinen jarrutusvoima
$F_{BFR,max}$	Hydrodynaamisen hidastimen maksimijarrutusvoima
F_{BFR}	Hydrodynaamisen hidastimen tuottama hetkellinen jarruvoima
$F_{BMG,im}$	Kiskojarrun tuottama paikallaanpitovoima
F_{BMG}	Magneettisen kiskojarrun tuottama jarruttava voima
F_C	Jarrusylinterin tuottama voima
F_{Cbl}	Vaijerin välittämä voima
F_{Cr}	Mekaanisen levyjarrun käyttökahvaan kohdistettu voima
F_G	Mekaanisen levyjarrun ruuvivälityksen välittämä voima
F_{Ra}	Ajoneuvoon kohdistuva liikevastusvoima

$F_{S,C}$	Jarrusylinterin sisäisen palautinjousen jousivoima
$F_{S,R}$	Vipukäyttöisen tönkkäjarrun välyksensäätimen jousivoima
$F_{S,rig}$	Jarruvivustossa sijaitsevan palautinjousen jousivoima
F_a	Ajoneuvoon kohdistuva ilmanvastusvoima
F_b	Kitkajarrutyypin kitkapinnoille tuotettu kokonaisnormaalivoima
F_{f1}	Pintaan 1 kohdistuva kitkavoima
F_{f2}	Pintaan 2 kohdistuva kitkavoima
F_g	Ajoneuvoon kohdistuva pituuskaltevuusvoima
$F_{im,ax}$	Akselikohtainen kiskoon välittyvä paikallaanpitovoima
F_{im}	Ajoneuvoa paikallaan pitävä jarruvoima
F_j	Johtimeen kohdistuva Lorentzin voima
F_n	Jarruanturavoima
F_{tr}	Nousuvastusvoiman ja kaarreaajovastuksen summa
F_{wind}	Ajoneuvoon kohdistuva tuulikuorma
F_z	Ajoneuvon pystyakselin suuntainen painovoiman komponentti
h_0	Nestevoitelun nestekalvon paksuuden raja-arvo
I_a	Ankkurivirta
I_{ed}	Pyörrevirran suuruus
I_m	Magnetointikäämin läpi kulkeva virta
I_r	Induktiomoottorin roottorin virta-aallon amplitudi
i	Pituuskaltevuus
i_c	Jarrusylinterin sisäinen välityssuhde
i_g	Ruuvivälityksen kokonaisvälityssuhde
i_{max}	Maksimipituuskaltevuus
i_R	Vipukäyttöisen tönkkäjarrun akselivivuston kokonaisvipusuhde
$i_{rig,ap}$	Jarruanturakohtainen akselivivuston vipusuhde
$i_{rig,c}$	Mekaanisen levyjarrun vipumekanismin kokonaisvipusuhde
i_{rig}	Jarruvivuston välityssuhde
i_{tra}	Jarrutettavan akselin ja pyöräkerran välinen välityssuhde
k_0	Magneettisen kiskojarrun järjestelmäkohtainen vakio
k_1	Magneettisen kiskojarrun järjestelmäkohtainen kerroin
L_m	Moottorin magnetointikäämin induktanssi
$l_{a,ap}$	Jarruanturaa painavan vipuvarren pituus sylinterin puolella
l_a	Vipuvarren pituus sylinterin puolella

$l_{b,ap}$	Jarruanturaa painavan vipuvarren pituus jarruanturan puolella
l_b	Vipuvarren pituus kitkapinnan puolella
M_B	Jarrulla akselille tuotettu jarruttava vääntömomentti
m_{dyn}	Ajoneuvon dynaaminen jarrutettava massa
m_{rot}	Pyörivän massan hitausmomentin ekvivalentti massa
$m_{st,tow}$	Staattinen hinauskuorma
N_m	Magnetointikäämin kierrosten lukumäärä
N_s	Induktiomoottorin tahtinopeus
n_{ap}	Yhdellä kiskopyörällä sijaitsevien jarruanturoiden määrä
n_{ax}	Toimilaitteella jarrutettavien akselien määrä
$n_{disc,C}$	Mekaanisesti jarrutettavien jarrulevyjen määrä
P_m	Ankkurin mekaaninen teho
p_C	Jarrusylinterin sisäinen paine
p_i	Induktiomoottorin staattorin napojen lukumäärä
p_s	Pintapaine jarruanturan kitkapinnalla
R_a	Ankkurin resistanssi
R_m	Magnetointikäämin kokonaisresistanssi
r_r	Referenssikaarten säde
r_s	Tehollisen kitkapinnan keskisäde
S_{im}	Ajoneuvon paikallaanpysymisen varmuuskerroin
s_2	Jarrutusmatka pysähdykseen hetkestä, kun jarruvoima 95 %
s_a	Ankkurisauvojen lukumäärä
s_f	Kitkapinnan kehän suuntainen pituus
s_i	Induktiomoottorin jättämä
T_B	Sähkömoottorimallin ominaisjarrutusmomentti
T_a	Ankkuriin kohdistuva vääntömomentti
t_a	Jarrutuksen viiveaika
t_{ab}	Jarruvoiman kehittymisaika
t_e	Jarrutuksen ekvivalentti vasteaika
U_m	Magnetointikäämin jännite
v_0	Jarrutuksen alkunopeus
v_{cha}	Pyörrevirtajarrutyypin karakteristinen nopeus
v_{fin}	Jarrutuksen loppunopeus
v_{x1}	Pinnan 1 kehänopeus

v_{x2}	Pinnan 2 kehänopeus
α	Kaltevuuskulma
Δs	Laskentatarkkuuden vertailuluku
$\varepsilon_{\Delta v}$	Suurin sallittu poikkeama tavoitenopeudesta
η_C	Jarrusylinterin sisäinen hyötysuhde
η_{Cbl}	Vaijerivälityksen hyötysuhde
η_G	Ruuvivälityksen kokonaishyötysuhde
η_R	Vipukäyttöisen tönkkäjarrun vivuston kokonaishyötysuhde
$\eta_{rig,C}$	Mekaanisen levyjarrun vipumekanismin kokonaishyötysuhde
η_{rig}	Jarruvivuston hyötysuhde
η_{tra}	Jarrutettavan akselin ja pyöräkerran välisen voimansiirron hyötysuhde
λ	Jarrupainoprosentti
λ_0	Voitelukalvon ominaispaksuus
λ_m	Jarrutustilanne- ja hidastintyyppikohtainen vääntömomenttikerroin
$\mu_{MG,st}$	Magneettisen kiskojarrun lepokitkakerroin
μ_{MG}	Magneettisen kiskojarrun kitkaelementin hetkellinen kitkakerroin
μ_a	Pintojen välinen hetkellinen kitkakerroin
μ_{fr}^0	Magneettisen kiskojarrun kitkakerroin, kun $v \sim 0$
μ_{st}	Vastinpintojen välinen lepokitkakerroin
τ_{im}	Paikallaanpitotilanteen maksimiadheesiovaatimus
$\tau_{reg,ax}$	Akselikohtainen adheesiovaatimus
Φ_r	Roottorin sähkömotorisen voiman ja virran välinen vaihe-ero
ERA	Euroopan unionin rautatievirasto
ETCS	European Train Control System
JKV	Junien kulunvalvontajärjestelmä
TSI	Technical Specifications for Interoperability
UIC	International union of railways

1 JOHDANTO

Kiskoilla kulkevan ajoneuvoyksikön jarrujärjestelmän suorituskyvyllä on suuri rooli raideliikenteen tehokkuuden määräytymisessä. Standardeissa ja asetuksissa määrätään raja-arvoja esimerkiksi pysähtymismatkalle tai keskikihtiävyydelle tietyllä alkunopeudella suoritettavassa jarrutuksessa. Mikäli tarkasteltavalla ajoneuvokokoonpanolla ei saavuteta vaadittavaa suorituskykyä, voidaan käytettäviä linjanopeuksia joutua rajoittamaan joillakin rataosuuksilla (Mäntyjärvi, 2017, s. 13). Kiskokalusto-operaattorien tahtotila on luonnollisesti kasvattaa hyötykuormia ja nopeuksia kuljettavilla reiteillä, jolloin standardien laatijoiden vastuulla on tuottaa entistä tarkempia mittareita ajoneuvojen suorituskyvyn määrittämiseen. Vaatimuksien mukaisen ajoneuvon tuottamiseksi tulee ajoneuvovalmistajalla olla työkalut jarrutustapahtuman standardien mukaiseen tarkasteluun ennen kuin komponenttivalintoja voidaan tehdä.

Aikaisemmin jarrutussuorituskyvyn määrittely on lähes yksinomaan perustunut keskiarvoistettuun jarrutustapahtumaan ja kokeellisesti määritettyihin toimintakertoimiin. Standardeissa ja liikeenteenohjausjärjestelmien puolella on kuitenkin viime vuosina otettu käyttöön ajoneuvon hetkelliseen kiihtyvyyteen perustuvia laskentamenetelmiä. Suomessa vuoden 1992 jälkeen liukuvasti käyttöön otettu junien kulunvalvontajärjestelmä (JKV) välittää kuljettajalle informaation edessä olevien opastimien tilasta sekä tulevista nopeusrajoituksista. Junan sijainnin määrittäminen tapahtuu kiskojen väliin sijoitettujen passiivisten lähettimien avulla. Näitä junien kulunvalvontaan käytettäviä lähettimiä kutsutaan yleisesti baliiseiksi. Junan ylittäessä nopeusrajoituksen pudotusta tai pysähdysopastetta edeltävän baliisin laskee laite junasta sille annettujen tietojen perusteella jarrutuskäyrästä (Mäntyjärvi, 2017, s. 30). Jarrutuskäyrästä määrittää nopeuden, joka junan tulee olla saavuttanut tietyllä matkalla. Mikäli nopeutta ei ole laskettu vaaditun pisteen alapuolelle suorittaa JKV ylitetyn käyrän mukaisen toimenpiteen. Järjestelmä laskee annettujen perusteella viisi käyrää, ja niiden laukaisemat toimenpiteet vaihtelevat jarrutuskehotuksesta hätäjarrutuksen automaattiseen aloitukseen. Jarrutuskäyrästä määrittämiseksi laskee järjestelmä ensin käyttöjarrutuskäyrän keskimääräistä hidastuvuutta käyttäen. Keskimääräinen hidastuvuus määritetään järjestelmässä junalle lasketun ominaishidastuvuuden perusteella kertomalla se kitkaolosuhteista ja alkunopeudesta riippuvilla kertoimilla ja radan pituuskaltevuus huomioonottaen. Käyttöjarrutuskäyrän perusteella lasketaan

jarrujärjestelmille määritettyjen ominaisien viiveiden sekä vaaditun turvamarginaalin perusteella muut neljä jarrutuskäyrää.

2020-luvulla aloitetaan Suomessa JKV:n korvaaminen Euroopan yhteisellä standardikulunvalvontajärjestelmällä ETCS (European Train Control System). JKV:stä poiketen ETCS käyttää jarrutustarpeen määrittelemiseen ajoneuvon hetkellistä nopeutta, paikkaa ja kiihtyvyyttä. Järjestelmä laskee junalle ominaisista hidastusprofiileista askelittain integroimalla ennustetun pisteen, jossa eri jarrutoiminnoilla saavutetaan haluttu alennettu ajonopeus tai täysi pysähtyminen. Laskennassa voidaan ottaa huomioon myös rataosuuden pituuskaltevuusprofiili. Mikäli ennalta määrättyyn kriittiseen pisteeseen mennessä ei saavuteta haluttua nopeutta aktivoi järjestelmä kyseisen toimintakäyrän mukaisen toiminnon. Ennen automatisoitua jarrutustapahtumaa annetaan kuljettajalle indikaatio jarrutustarpeesta ja tämän jälkeen selkeä varoitus, mikäli jarrutusta ei ole ymmärretty aloittaa aikaisemmin. Jos jarrutusvaatimusta ei tämänkään jälkeen toteuteta aloittaa järjestelmä laskennallisen kriittisen pisteen kohdattuaan automatisoidun käyttöjarrutuksen. Vakavassa ylinopeustilanteessa järjestelmä voi aktivoida junan hätäjarrutusjärjestelmän jarrutusvaatimuksen täyttämiseksi (European Union Agency for Railways, 2020).

Kiinteiden opastimien yhteydessä toimimaan suunnitellut laitteistot kuten JKV ovat toiminnaltaan hyvin joustamattomia, sillä ne käyttävät nopeuden tarkistamiseen aina samaa, kiinteää mittauspistettä. Mittauspisteen sijoitus on jouduttu määrittämään valitun esimerkitapauksen jarrutussuorituskyvyn perusteella. Mikäli kyseiseen pisteeseen saapuu oletusjuna jarrusuorituskyvyltään olennaisesti heikompi juna oletusjunan nopeutta, menee jarrutus auttamatta pitkäksi, vaikka jarrutus aloitettaisiin välittömästi. Heikentynyt jarrutuspotentiaali onkin tämänkaltaisissa järjestelmissä jouduttu ottamaan huomioon aina rataosuuden maksiminopeuksia pienentämällä ajoneuvokohtaisesti. ETCS:n kaltainen hetkittäiseen jarrutusarvioon perustuva järjestelmä kykenee ennakoimaan jarrutuksen tarvittavan aloituspisteen ennen kiinteätä mittauspistettä, jolloin sallittuihin nopeuksiin ei jarrusuorituskyvyn kannalta tarvitse tehdä ylimääräisiä rajoituksia. Tämän seurauksena liikennöinti rautateillä tehostuu. Ajoneuvokohtaisia jarrutuksen tehokkuudesta riippuvia ominaiskuvaajia käyttäen saavutettu laskentatarkkuuden kasvu mahdollistaa myös jarrutusmatkan laskentaan sisällytettävien varmuuskertoimien pienentämisen, jolloin ajoneuvokohtaisia nopeusrajoituksia voidaan mahdollisesti tarkistaa ylöspäin kaikilla järjestelmää käyttävillä ajoneuvoilla.

Junien kulunvalvontajärjestelmien kehitys antaa esimerkkinä hyvän käsityksen kiskokaluston jarrujärjestelmille asetettujen vaatimusten kehityksestä. Kalustoa hankkiessaan tilaaja vaatii nykyään lähes säännönmukaisesti jarrutuslaskennan suorittamisen uusimman eurooppalaisen suorituskäytännön mukaisesti EN 14531-2 mukaisesti. Standardi antaa vaatimukset eri jarrujärjestelmiä käyttävien kiskokalustoajoneuvoyksiköiden askelintegroidun jarrutussuorituskäytännön suorittamiselle. Standardissa EN 14531-1 on annettu puolestaan periaatteet jarrutusvoiman määräytymiselle eri jarrujärjestelmätyyppejä käytettäessä sekä laskukaavat keskiarvoistetun jarrutussuorituskäytännön suorittamiseksi. Tässä työssä perehdytään kyseisten standardien mukaisen suorituskäytännön suorittamiseen ajoneuvovalmistajan kannalta. Muita työssä huomioituja standardeja ovat Euroopan unionin rautatieviraston (ERA) kokoamat vaatimukset kiskokaluston yhteensopivuudesta (Technical Specifications for Interoperability, TSI) ja saksalainen säännöstö TR Bremsen. Lisäksi pneumaattisten jarrujärjestelmien osalta sivutaan kansainvälisen rautatieunionin (International Union of Railways, UIC) vaatimuksia kyseisille järjestelmille.

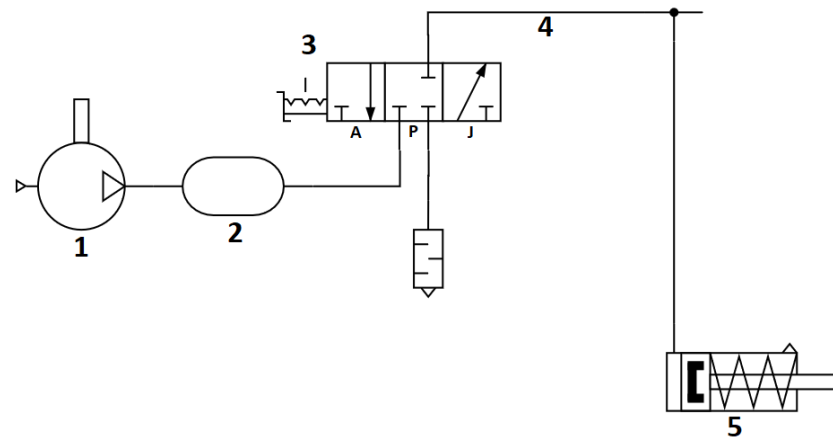
2 KISKOKALUSTON JARRUJÄRJESTELMÄT

2.1 Junakalustossa käytössä olevat jarrujärjestelmät

2.1.1 Perinteiset pneumaattiset jarrujärjestelmät

Raideliikenteen alkuaikoina ajoneuvon jarrujärjestelmän saattoi muodostaa yksinkertaisimmillaan jarruja käyttävä henkilö, vipu sekä puinen jarrukenkä. Jarruttava voima muodostui, kun käyttäjän vipuun kohdistama lihasvoima välittyi vipuvarren kautta jarrukenkää teräspyörän kulutuspintaan painavaksi voimaksi. Kulutuspinnan ja jarrukengän välisen kitkan muodostama laahaava voima aiheutti siten ajoneuvoa jarruttavan voiman pyörän kehällä. Ajoneuvojen kulkunopeuksien ja hyötykuorman kasvaessa oli alussa käytännöllistä lisätä jarruvoimaa lisäämällä jarrulaitteiden määrää junassa. Yksi jarruoperaattori saattoi olla vastuussa useamman vaunun jarruista. Kun veturinkuljettaja soitti pilliä jarrutuksen aloittamisen merkiksi, jarruoperaattorit juoksivat vaunusta toiseen asettamaan jarrut päälle. Järjestelmä osoittautui kuitenkin nopeasti rajalliseksi jarruvoimaltaan massojen ja nopeuksien kasvaessa entisestään. Inhimillisten virheiden aiheuttamat onnettomuudetkaan eivät olleet epätavallisia. Manuaalisten järjestelmien puutteita paikkaamaan kehitettiin ali- ja ylipaineistetulla ilmalla toimivat jarrujärjestelmät (Hasegawa & Uchida, 1999).

Ilmatoimisten jarrujen alkuaikoina oli vallalla eriäviä käsityksiä parhaasta toteutustavasta. Kilpailevia järjestelmiä olivat suoratoiminen paineilmajarrujärjestelmä sekä alipainetoiminen jarrujärjestelmä. Suoratoimisessa paineilmajärjestelmässä kuljettajan jarruventtiilin avaus yhdistää junan jarrulinjan kompressorilla paineistettavaan paineilmasäiliöön. Järjestelmätyypin nimen mukaisesti jarrulinjan paineen nousu kasvattaa suoraan painetta jarrutoimilaitteissa, jolloin paineen kasvaessa jarruttava voima kasvaa. Jos jarrupaine halutaan pitää vakiona, käännetään jarruventtiili suljettuun asentoon. Tällöin yhteys jarrulinjan ja painesäiliön välillä on katkaistu ja linjapaine säilyy vakiona, olettaen että vuotoja ei esiinny. Jarrujen vapauttamiseksi jarruventtiili käännetään vapautusasentoon, jolloin jarrulinja kytkeytyy suoraan ulkoilmaan ja paine linjastossa pääsee laskemaan (kuva 1).

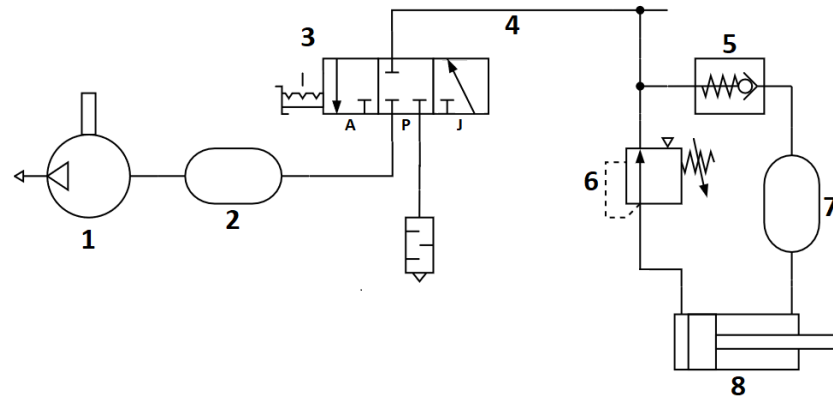


Kuva 1. Suoran paineilmajarrujärjestelmän toimintaperiaate. Kuvaan merkityt komponentit: kompressori (1), pääsäiliö (2), jarruventtiili (3), jarrulinja (4), jarrusylinteri (5). Jarruventtiiliin merkitty ajoasento (A), pitoasento (P) ja jarrutusasento (J).

Alipainetoimisen jarrujärjestelmän toiminta perustuu vallitsevan ilmanpaineen ja alipainepumpun tuottaman alipaineen paine-eroon. Jarrujen ollessa vapautettuna kuljettajan jarruventtiili yhdistää junan jarrulinjan moottorilla pyöritettävään alipainepumppuun. Toimilaitteen männän toisella puolella vaikuttaa tällöin täysi linjan alipaine ja toisella, alipainesäiliön puolella, vaikuttaa venttiilien avulla hieman pienennetty alipaine. Mäntä liikkuu näin ollen vapautusasentoon. Kuljettajan kääntäessä jarruventtiili jarrutusasentoon yhdistyy junan jarrulinja ympäröivään ilmanpaineeseen, jolloin linjapaine lähtee kasvamaan ja toimilaitteen männän toisella puolella vaikuttanut alipaine vaihtuu normaalipaineeksi. Linjapaineen kasvaessa sulkeutuu yhteys linjan ja männän toisen puolen paineen määräävän alipainesäiliön välillä. Männän eri puolien välille luotu yli puolen barin suuruinen paine-ero aiheuttaa näin jarruja käyttävän voiman (kuva 2).

Edellä mainittujen järjestelmien huonot puolet tulivat nopeasti esille. Jarrulinjan vikaantumistilanteessa tai junan vaunujen irrotessa toisistaan suoratoiminen paineilmajarrujärjestelmä ei kykene tuottamaan ollenkaan jarruttavaa voimaa pyörille linjan yhdistyessä ympäröivään ilmanpaineeseen (Cruceanu, 2012). Vaurioitilanteessa järjestelmän vikaantumista voidaan ehkäistä tuplaamalla jarrulinjojen määrä. Raideliikenteen alkuaikoina yleisissä vaunujen irtoamistapauksissa useampikaan jarrulinja ei kuitenkaan auta. Alipainejarrujärjestelmä on turvallinen vikaantuessaan, sillä linjan vaurioituessa linjapaine nousee ympäröivään ilmanpaineeseen ja jarrut aktivoituvat. Näin ollen vaunun irrotessa myös irronnut vaunu jarruttaa automaattisesti

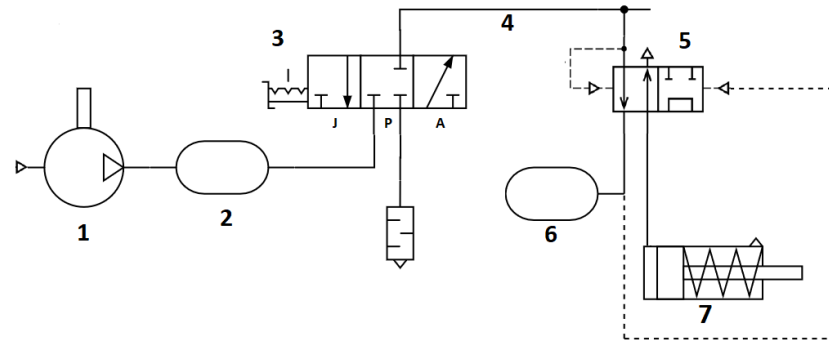
täydellä voimalla. Alipainetoimisen jarrujärjestelmän haasteena on riittävän jarruvoiman aikaansaaminen; jarruvoiman tuottava paine-ero on mahdollista saada korkeintaan normaalin ilmanpaineen 1 bar suuruiseksi, jolloin riittävän suuren jarruvoiman tuottamiseksi on jarrutoimilaitteen männän oltava pinta-alaltaan suuri. Toinen alipainetoimisen jarrujärjestelmän ongelma liittyy väistämättömästi syntyvien linjavaurioiden paikallistamiseen; paineistetun linjan reiästä ulos pakeneva ilma helpottaa vian paikallistamista verrattuna sisäänpäin vuotavaan ilmaan (Cruceanu, 2012).



Kuva 2. Alipainetoimisen jarrujärjestelmän toimintaperiaate. Kuvaan merkityt komponentit: alipainepumppu (1), pääsäiliö (2), jarruventtiili (3), jarrulinja (4), vastaventtiili (5), alipaineensäätöventtiili (6), apusäiliö (7), jarrusylinteri (8). Jarruventtiiliin merkitty ajoasento (A), pitoasento (P) ja jarrutusasento (J).

Molempien järjestelmätyyppien parhaiden puolien yhdistämisessä onnistui Yhdysvaltalainen George Westinghouse, jonka keksimä erityinen toimintaventtiili mahdollisti niin kutsutun epäsuoran paineilmajarrujärjestelmän synnyn. Westinghouse patentoi järjestelmän vuonna 1873 (Hasegawa & Uchida, 1999). Tämä järjestelmätyyppi ja sen jatkokehitykset ovat yleisesti käytössä junakalustossa vielä tänäkin päivänä. Epäsuorassa järjestelmässä jarrulinjan paine on suuri, n. 5 bar kun jarrut ovat vapautettuna. Kuljettajan jarruventtiili yhdistää kyseisessä tilanteessa kompressorin avulla paineistettavan painesäiliön paineenalennusventtiilin kautta jarrulinjaan. Käännettäessä jarruventtiili jarrutusasentoon katkeaa ensin yhteys painesäiliön ja jarrulinjan väliltä ja tämän jälkeen jarrulinja yhdistetään ympäröivään ilmanpaineeseen. Ennen jarrutusta, kun jarrulinjassa vallitseva paine on korkea, on toimilaitteen päässä jarrulinja yhdistetty paineistamaan vaunuissa sijaitsevia apusäiliöitä toimintaventtiilin avulla. Jarrulinjan paineen laskiessa tietyn rajapaineen alapuolelle sulkeutuu ensin yhteys jarrulinjan ja apusäiliön välillä ja samalla suljetaan kanava jarrusylinteristä ulkoilmaan. Apusäiliö yhdistetään sitten jarrusylinteriin ja jarrusylinterin painetta nostetaan

jarrulinjan paineen laskuun verrannollinen määrä. Jarrulinjan painetta nostettaessa jarrujen vapauttamiseksi katkeaa ensimmäisenä yhteys jarrusylinterin ja apusäiliön väliltä. Sen jälkeen jarrusylinterin yhteys ulkoilmanpaineeseen avataan ja viimeiseksi muodostetaan yhteys jarrulinjan ja apusäiliön välille (kuva 3) (Cruceanu, 2012).



Kuva 3. Epäsuoran paineilmajarrujärjestelmän toimintaperiaate. Kuvaan merkityt komponentit: kompressori (1), pääsäiliö (2), jarruventtiili (3), jarrulinja (4), toimintaventtiili (5), apusäiliö (6), jarrusylinteri (7). Jarruventtiiliin merkitty ajoasento (A), pitoasento (P) ja jarrutasasento (J).

Vaikka yksinkertainen epäsuora paineilmajarrujärjestelmä on huomattava parannus aikaisempiin, on siinä myös omat huonot puolensa. Suoran jarrujärjestelmän kanssa yhtäläisenä haasteena on painerintaman suhteellisen hidas eteneminen pitkässä jarrulinjassa (Cruceanu, 2012). Esimerkiksi 400 m pitkän matkustajajunan linjassa paineaallolla kestää 1,6 sekuntia saavuttaa letkan viimeinen vaunu etenemisnopeudella 250 m/s. Veturia lähimmäisten vaunujen jarrutoimilaitteet alkavat tuottaa jarruttavaa voimaa hyvin pian linjapaineen pudotuksen jälkeen samalla kun perässä tulevat vaunut rullaavat vapaasti ja työntävät jarruttavia vaunuja eteenpäin. Tästä ilmiöstä aiheutuu pahimmillaan puskin- ja vetolaitteaurioita aiheuttavia pituussuuntaisia voimia junassa. Jarruttavan voiman ero ensimmäisen ja viimeisen vaunun välillä on sitä suurempi mitä nopeampitoimisia toimintaventtiileitä käytetään. Tämän takia myös Suomessa on käytössä kolme erillistä jarrulajia paineilmajarruille (Mäntyjärvi, 2017). Jarrulaji G on näistä hitain ja se on tarkoitettu tavarajunille, joiden suurin nopeus on 90 km/h tai alle. Jarrulaji P on nopea jarrulaji, joka on tarkoitettu matkustajajunille, joiden suurin nopeus on 120 km/h tai alle ja tavarajunille, joiden suurin nopeus on yli 90 km/h. Jarrulaji R on nopea ja voimakas jarrulaji, joka on tarkoitettu matkustajajunille, joiden suurin nopeus on yli 120 km/h.

Pitkittäissuuntaisia voimia aiheutuu myös jarrujen irrotuksessa. Kun junan ensimmäiset vaunut alkavat rullata vapaasti voivat viimeisten vaunujen jarrut olla vielä täysin kytkeytyneinä. Tällöin erityisesti vaunujen vetolaitteisiin voi kohdistua suuria kuormituksia. Irrotustilanteen pitkittäissuuntaisia voimia pienentää yksinkertaisessa epäsuorassa paineilmajarrujärjestelmässä irrotustapahtuman hitaus. Jarrulinjan tyhjennyksen jälkeen osa linjaan päästettävästä ilmasta menee jarrusylintereihin tyhjennettyjen apusäiliön täyttämiseen. Esimerkiksi Suomessa käytössä olevilla P- ja R-jarrulajeilla jarrusylinterin täyttymiseen menee vain n. 3–6 s kun taas tyhjentymiseen kuluu 15–25 s. Vaikka hidas irrotus pienentää vaunuihin kohdistuvia kuormituksia alkaa näin pitkä irrotusaika vaikuttaa jo negatiivisesti junan ajettavuuteen. Epäsuorien jarrujärjestelmien kehittyessä ongelma ratkaistiin lisäämällä jarrulinjan rinnalle vaunujen läpi kulkemaan toinen, pääsäiliölinjaksi kutsuttava paineilmalinja. Pääsäiliölinja on yhteydessä suoraan paineilmajärjestelmän pääsäiliöön ilman välissä olevaa paineenalennusventtiiliä, jolloin linjapaine on luokkaa 8–10 bar. Pääsäiliölinja on yhdistetty vaunuissa apuilmasäiliöihin ja kun jarrulinjan paine vaunussa alkaa nousta aukeaa venttiili apuilmasäiliön ja pääsäiliölinjan välillä. Tämänkaltaisen kytkentä nopeuttaa huomattavasti jarrujen irrottamista koska jarrulinjaan laskettava ilmamäärä menee suoraan linjapaineen kasvattamiseen eli toimintaventtiilien ohjaamiseen (Mäntyjärvi, 2017).

2.1.2 Nykyaikaiset junakaluston jarrujärjestelmät

Painesignaalin etenemisestä aiheutuvan viiveen poistamiseksi on järjestelmästä jatkokehitetty niin kutsuttu sähköpneumaattinen epäsuora jarrujärjestelmä (Cruceanu, 2012). Jarrujärjestelmän muuttaminen sähköpneumaattiseksi tapahtuu lisäämällä jarrulinjaan vaunuissa olevien toimintaventtiilien läheisyyteen solenoidiventtiilit, joiden toinen puoli on avoin ulkoilmaan. Lisäksi vaunuihin lisätään kaksi signaalijohtoa, jotka kytketään veturista alkaen kulkemaan vaunusta toiseen ja jotka yhdistetään toisiinsa viimeisen vaunun jälkeen. Ajotilanteessa signaalijohdossa ylläpidetään jännite, jolloin proportionaaliset solenoidiventtiilit pysyvät kiinni ja jarrulinjassa säilyy paine. Kuljettajan jarruventtiiliin on lisätty jarrulinjan ohjauksen lisäksi uudet asennot signaalilinjan ohjausta varten. Kuljettajan aloittaessa jarrutuksen signaalipiiriin jännite putoaa jarruventtiilin asennolla määrätyn verran, jolloin solenoidiventtiili aukeaa määrätyn jarrulinjan paineen pudotuksen saavuttamiseksi. Signaalijohdon vaurioituessa tai esimerkiksi vaunun irrotessa linja muuttuu täysin jännitteettömäksi, jolloin

solenoidiventtiilit siirtyvät jousivoimalla täysin auki ja jarrulinja tyhjenee aloittaen jarrutuksen.

Jarrujen irrotustapahtuma saadaan sähköpneumaattisessa järjestelmässä tapahtumaan samanaikaisesti joka vaunussa lisäämällä jarrulinjan ja pääsäiliölinjan välille solenoidiventtiilit joka vaunuun. Lisäksi tarvitaan erillinen ohjauskaapeli venttiileille kulkemaan junan läpi. Kun kuljettaja siirtää jarruventtiilin pois jarrutusalueelta energisoituu venttiileille menevä ohjauskaapeli ja venttiilit linjojen välillä aukeavat paineistaen jarrulinjan takaisin irrotuspaineeseen (Cruceanu, 2012).

Kiskokalustoa koskevat standardit määrittävät yleisesti, että sähköpneumaattisen jarrujärjestelmän tulee toimia perinteisen pneumaattisen järjestelmän rinnalla vaikuttamatta sen toimintaan. Järjestelmille asetettujen vaatimusten takia käytössä on myös järjestelmiä, joissa käyttöjarrutus toteutetaan sähköpneumaattisesti ja hätäjarrutus on toteutettu perinteisen epäsuoran paineilmajarrujärjestelmän tavoin (Cruceanu, 2012). Sähköisesti ohjatun pääjarrujärjestelmän käyttö on erityisen kannattavaa sähkömoottorivetoisissa moottorijunissa, raitiovaunuissa sekä metroissa, joissa jarrutusvoima pyritään mahdollisuuksien mukaan tuottamaan muilla jarrutypeillä kuin paineilmatoimisella kitkajarrulla kuluvien osien ja mahdollisesti myös energian säästämiseksi. Sähköisen ohjauksen avulla paineilmajarrujärjestelmä ja täydentävät jarrujärjestelmät saadaan toimimaan sulavasti yhteen ns. blendaamalla eli täydentämällä esimerkiksi sähkömoottorien tuottamaa nopeuden funktiona laskevaa jarruvoimaa paineilmajarrujen sylinteripainetta kasvattamalla.

Tönkkäjarru oli kiskokaluston alkua ajoista vielä pitkälle 1900-luvun puolelle ainoa käytössä oleva jarrumekanismi, jolla paineilman paine muutetaan jarruttavaksi voimaksi pyörän kehällä. Tönkkäjarrulaitteessa jarrusylinterin tuottama voima viedään vipuvarren välityksellä jarrupalaa pyörän kulutuspintaa kohti painavaksi voimaksi. Pyörän pyöriessä jarrupalan kitkapinnan ja pyörän kulutuspinnan välille syntyvä kitka aiheuttaa pyörän kehälle tangentialisen jarruttavan voiman. Samalla jarrupala puhdistaa pyörän kitkapintaa (Preiß, 2012). Tämä auttaa kiskon ja pyörän välisen adheesion säilyttämisessä erityisesti huonoissa jarrutusolosuhteissa kuten märällä tai lehtien peittämällä radalla.

Jarrun suorituskykyä suurissa nopeuksissa rajoittaa tönkkäjarrun jarrupalan ja pyörän kehän välisen kitkakertoimen käänteinen riippuvuus kitkapinnan pintapaineesta ja pyörän kehän nopeudesta (Günay et al., 2020). Lämmöksi muutettu vaunun liike-energia

varastoituu osittain pyörien massaan. Pyörien suuri massa tekee niistä sopivan lämpövaraston yksittäisiä jarrutuksia varten. Mikäli suoritetaan useita peräkkäisiä voimakkaita jarrutuksia ei lämpö pyörässä ehdi tasaantua, jolloin pyörän lämpötila kulutuspinnan lähellä pääsee nousemaan suureksi ja tästä aiheutuvat jännitykset voivat aiheuttaa vaurioita. Matkustajaliikenteeseen tarkoitetuissa ajoneuvoissa tönkkäjarrujen käyttöä voi rajoittaa myös niiden meluisuus (Preiß, 2012). Nykyään tönkkäjarruja käytetään edellä esitettyjen syiden takia pääosin tavaravaunuissa sekä veturikalustossa.

Matkustajaliikenteessä sekä muussa suuriin ajonopeuksiin suunnitellussa junakalustossa on siirrytty tönkkäjarrujen käytöstä lähes yksinomaan levyjarruihin. Levyjarrumekanismissa jarrusylinterillä paineilmasta aikaansaatu voima viedään joko vipuvarsien välityksellä tai suoraan jarrupaloja jarrulevyn kulutuspinnaan painavaksi voimaksi. Jarrulevy on joko pyöräkerran akselille tai erilliselle jarruakselille kiinnitetty kiekko, jonka tehtävänä on toimia vastinpintana jarrupalojen kitkapinnoille ja sitoa sekä haihduttaa jarrutuksessa lämmöksi muutettua liike-energiaa. Jarrulevy voidaan kiinnittää myös kiskopyörään. Yksittäisen jarrulevyn massa on pienempi kuin tönkkäjarruilla tuotetun lämmön sitomiseen käytetyn kiskopyörän massa, jolloin saman energiamäärän käsittelemiseen tarvitaan useampi jarrulevy akselille. Tämän takia jarrulevymekanismien massa on väistämättä suurempi kuin vastaavan tönkkäjarrun.

Jarrulevyjen etu tulee siinä, että levyt voidaan muotoilla tuuletetuiksi lisäämällä jarrulevyn kylkien välille ilmakehän. Näin lämpöä saadaan johdettua ohi virtaavaan ilmaan tehokkaasti konvektion avulla myös tuuletuskanavien pinta-alalta. Levyihin varastoitavan lämpöenergian määrää saadaan näin pienennettyä. Duzgun (2012) käsitteli tutkimuksessaan jarrulevygeometrian vaikutusta jarrulevyyn sitoutuvaan lämpömäärään. Tutkimuksessa kulutuspintojen rei'ittämisellä sekä kulutuspintojen väliin kehälle tehdyllä katkonaisella uralla saavutettiin 24 prosenttia umpilevyä pienempi jarrulevyn lämpötilan nousu pitkäkestoisessa jarrutuksessa. Tutkimuksessa käytetyt jarrulevygeometriat olivat autoon tarkoitettu jarrulevystä muokattuja, joten niiden kokonaispaksuus ja sitä kautta kulutuspintojen väliin koneistetun uran leveys olivat suhteellisen pieniä. Nykyaikaisessa paksussa junakäyttöön tehdyssä jarrulevyssä on kulutuspintojen väli huomattavasti suurempi ja näin ollen kulutuspintojen välissä oleva lämpöä luovuttava pinta-ala saadaan välirakenteen optimoinnilla huomattavasti suuremmaksi. Hyvin tehokkaasti jäähdytetyissä jarrulevyissä alkaa ilmetä myös haitallisia ilmiöitä; suurella kitkapintojen välisellä tilavuudella varustettu levy alkaa

toimia ilmaa siirtävänä turbiinina aiheuttaen ylimääräistä liikevastusta pyöriessään. Lisäksi tehokkaasti lämpöenergiaa ilmaan siirtävä levy aiheuttaa telin taaemman akselin jarrulevyn lämpenemistä sen kulkiessa läpi ensimmäisen akselin jarrulevyn lämmittämän ilmamassan (Preiß, 2012).

Toinen jarrulevyjen etu tönkkäjarruihin verrattuna tulee materiaalivalinnoista. Jarrulevy voidaan suunnitella ainoastaan jarrutustapahtumaa silmällä pitäen, jolloin materiaali voidaan valita erityisesti lämmönkeston, lämmönjohtavuuden ja kitkaominaisuuksien mukaan. Jarrulevy voi olla tehokkaasti jäähdytetty ja jarrupala-jarrulevy-pareja on tyypillisesti useita, jolloin yksittäiseen jarrupalaan ei kohdistu yhtä suurta lämpökuormaa kuin tönkkäjarruissa. Tästä johtuen jarrupalan kulutusmateriaali voidaan valita kitkaominaisuuksien kannalta optimaaliseksi.

Paineilmatoiminen jarrujärjestelmä on vakiintunut rautateillä liikkuvan, muuttuvissa kokoonpanoissa liikennöivien ajoneuvoyksiköiden jarrujen toimintaperiaatteeksi vuosien saatossa. Kansanvälinen ohjeisto UIC 540 asettaa vaatimuksia kansainvälisessä liikenteessä olevalle kiskokalustolle ja nämä vaatimukset on yleisesti otettu käyttöön myös lukuisten valtioiden sisäisessä liikenteessä olevassa kalustossa. Suurimpia kehitysaskelaita rautateillä liikennöivien ajoneuvojen jarrutussuorituskyvyn kannalta on viime vuosina ollut sähköpneumaattisen jarrujärjestelmän yleistyminen. Sähköpneumaattisen ja viimeisimpänä elektroniikkaohjatun sähköpneumaattisen järjestelmän kehitys on mahdollistanut toimivien lukkiutumisenestojärjestelmien käyttöönoton sekä tehokkaan yhteistoiminnan avustavien jarrujärjestelmien kanssa. Suomessa sähköpneumaattinen paineilmajarrujärjestelmä on käytössä kaksikerrosvaunuissa sekä moottorijunissa (Mäntyjärvi, 2017).

Toinen rautatiekaluston jarrutussuorituskykyyn vaikuttanut kehityskohde on ollut avustavien jarrujärjestelmien kehitys ja lisääntynyt käyttö. Näistä junakalustossa yleisimpänä on käytössä hätäjarrutuksessa avustava magneettinen kiskojarru. Magneettisen kiskojarrun toiminta perustuu kiskojarrun kulutuspinnan ja kiskon väliseen kitkaan. Kiskojarrun jarruvoima ei ole riippuvainen pyörän ja kiskon välisestä adheesiosta, joten jarrutyypin on hyödyllinen erityisesti heikoissa ajo-olosuhteissa kuten märillä tai lehtien peitossa olevilla kiskoilla ajettaessa. Magneettisen kiskojarrun käyttö aiheuttaa kuitenkin kiskojen kulumista, jolloin sen käyttö on yleisesti sallittu ainoastaan hätäjarrutustilanteissa. Tätä ongelmaa kiertämään on kehitetty pyörrevirtaan perustuvia

kiskoajarruratkaisuja. Näiden järjestelmien toiminta perustuu kiskoajarrun magneettikentän kiskoon indusoimiin pyörrevirtoihin (Cruceanu, 2012). Eri jarrutyypin ominaisuuksia tarkastellaan tarkemmin seuraavassa pääluvussa.

2.2 Muussa kiskokalustossa käytettävät jarrujärjestelmät

Rautateiden ulkopuolella liikennöivissä kiskoajoneuvoissa on käytössä rautatiekalustoa monipuolisemmin erilaisia jarrujärjestelmiä. Suurin syy tähän on se, että ryhmään luokiteltavia metroja ja raitiovaunuja operoidaan ennalta määrätyissä vaunukokoonpanoissa eikä niitä tarvitse suunnitella yhteensopiviksi lukuisten, mahdollisesti jopa useita vuosikymmeniä vanhojen ajoneuvomallien kanssa. Täten suunnittelussa voidaan keskittyä kehittämään kyseiseen ajoneuvoon sopivinta jarrujärjestelmäkokoonpanoa. Myös lähiliikenteeseen suunnitellut, kiinteissä kokoonpanoissa liikkuvat moottorijunat voidaan laskea samaan kategoriaan, vaikka ne osittain operoisivatkin yleisiä rautateitä pitkin. Lähijunia, metroja ja raitiovaunuja yhdistää kiinteiden linjaliikennekokoonpanojen lisäksi junakalustoa matalammat linjanopeudet ja yhdistelmien kokonaismassat. Matalampien nopeuksien ja kevyempien kuormien ansiosta standardien järjestelmille asettamat vaatimukset ovat huomattavasti lievempiä ja antavat enemmän vapauksia suunnitteluun.

Muulle kuin yleisillä rautateillä liikkuvalla kiskokalustolle ei ole olemassa vastaavaa kansainvälistä ohjaussignaaleja ja jarruvoiman tuottoa koskevaa määräyskokoelmaa kuin UIC junakalustolle. Jarruvoiman tuottomekanismi jää näin ollen kalustovalmistajan päätettäväksi. Jarrujärjestelmille on yleisesti olemassa muutamia vaatimuksia; jarrutuksen tulee alkaa automaattisesti mikäli jarrunohjausjärjestelmä vikaantuu, jarrujen ohjauksen tulee toimia siten että ohjaussignaalin heiketessä jarruvoima kasvaa, jarrujärjestelmän tulee olla raivaustilanteessa vapautettavissa kohtuullisella vaivalla ja jarrujärjestelmä tulee suunnitella siten, että hinaustilanteessa jarruenergia voidaan tuottaa hinaavalla ajoneuvolla (Preiß, 2012). Näiden lisäksi kaluston tilaaja sekä paikallinen raideliikennettä valvova organisaatio voivat asettaa lisävaatimuksia kalustolle esimerkiksi standardeihin perustuen.

Junakalustossa käytössä olevat pyöräkertaa jarruttavat kitkajarrutyypit tönkkäjarru ja levyjarru toimivat yleisesti perusjarruina myös muussa kiskokalustossa. Kyseisten jarrumekanismien ohjauksen toteutus vikaantumisvarmasti onnistuu yksinkertaisesti

erilaisilla epäsuorilla jarrujärjestelmillä. Esimerkiksi Škoda Transtech Oy:n suunnittelemissa raitiovaunuissa on käytössä niin kutsuttu sähköhydraulinen jousitoiminen jarrujärjestelmä. Järjestelmässä jarruvoima tuotetaan jarrusylintereissä olevien mäntää ulos työntävien jousien avulla. Jarrujen vapautus tapahtuu hydraulisesti. Elektronisella jarrujenohjausjärjestelmällä voidaan ohjata portaattomasti telikohtaisen hydraulijärjestelmän jarrusylintereille tuottamaa painetta, jolloin mahdollistetaan telikohtaisen jarrutusluistoneston käyttö. Sähköinen ja portaaton hydraulipaineen ohjaus mahdollistaa myös muiden jarrumekanismityyppien täydentämisen jouhevasti. Kitkajarrujen suurin tehtävä raitiovaunun tavallisessa käytössä onkin täydentää jarruvoimaa nopeuden pudotessa alle täydentävien jarrujärjestelmien nopeusalueen sekä vaunun pysähtyessä pitää vaunu paikallaan. Kitkajarruja voidaan tarvita myös jarruvoiman lisäämiseen korkeammilla jarrutuskauormilla tai toimittaessa täydentävän jarrujärjestelmän tehokkaan nopeusalueen yläpuolella sekä täydentävän jarrujärjestelmän vikatilanteessa.

Sähkömoottorivetoisissa ajoneuvoyksiköissä jarrutusvoima pyritään tuottamaan pääosin sähködynaamisella jarrutuksella. Sähködynaaminen jarrutus tarkoittaa vaunun vetovoiman tuottavan sähkömoottorin kytkennän muuttamista jarrutuksessa siten, että se alkaa toimia generaattorina. Generaattorin tuottama sähköenergia voidaan muuttaa lämmöksi johtamalla se erillisen jarruvastuksen läpi; tällöin kyse on reostaattisesta jarrutuksesta. Toinen vaihtoehto sähköenergian kuluttamiseksi on johtaa tuotettu sähkövirta takaisin ajojohtimeen, jolloin se voidaan muuntaa edelleen toisen samaa linjaa kulkevan ajoneuvon moottoreiden kautta takaisin liike-energiaksi. Tämänkaltaista energiaa säästävää sähködynaamista jarrutyyppiä kutsutaan hyötöjarrutukseksi. Kaikkia tässä kappaleessa mainittuja jarrutyyppisiä voidaan kutsua yleisesti dynaamisiksi jarruiksi.

Ajoneuvoyksiköissä, joissa ajoneuvon vetovoiman tuottamiseen tarvittava energia välitetään akselille hydraulisesti, voidaan jarrutus toteuttaa myös hydrostaattisesti. Hydrostaattisessa järjestelmässä jarruttava voima aiheutuu järjestelmän sisäisen paineen noususta; toisin sanoen hydraulilinjaa kuristetaan virtausvastuksen tuottamiseksi. Perinteinen hydrodynaaminen jarru- tai hidastinjärjestelmä tuottaa puolestaan jarruttavan voiman pakottamalla hydraulinesteen liikkeeseen pyörivän roottorin avulla erillisessä hidastinyksikössä. Roottoria vasten oleva nimensä mukaisesti paikallaan pysyvä staattori on yleensä muotoiltu siten, että roottorin pyöriessä syntyy korkeamman paineen alueita

ja paineen tasoittumiseksi hydraulineeste joutuu muuttamaan suuntaa ja kulkemaan pitkän matkan roottorin ja staattorin kanavissa. Liikkuvan hydraulinesteen ja staattorin pintojen välille muodostuva kitka muuttaa ajoneuvon liike-energiaa lämmöksi.

Muussa kiskokalustossa käytetään myös magneettisia kiskojarraja jarruvoiman tuottamiseen. Suurin hyöty niistä saadaan tilanteissa, joissa vaunu pitää saada pysähtymään mahdollisimman nopeasti olosuhteista riippumatta. Tavallisesti niitä ei käytetä käyttöjarrutuksessa, sillä niiden käytöstä aiheutuu matkustusmukavuutta heikentävää nykimistä sekä melua. Lisäksi magneettisen kiskojarrun säännöllinen käyttö lisääisi kiskon kulumista erityisesti pysäkkien läheisyydessä. Edellä mainituista syistä johtuen kiskojarrajen pääkäyttötarkoitus on toimia osana hätäjarrutusjärjestelmää. Niiden käyttöä hätäjarrutuksessa puoltaa jarruvoiman riippumattomuus kiskokiskopyöräadheesiosta. Lisäksi kiskojarrun kiskon kontaktipintaa puhdistava vaikutus parantaa myös muiden jarrumekanismien jarruvoiman siirtymistä kiskoon. Kiskon lähellä liikkuvien magneettien kiskoon indusoimiin pyörrevirtoihin perustuva kiskojarra ratkaisee kiskojarrun kontaktiin perustuvat ongelmat. Mikäli magneettien ja kiskon väli saadaan pysymään vakiona, voidaan syntyvää jarruvoimaa moduloida suurentamalla ja pienentämällä väliä. Toisaalta pyörrevirtajarrun muodostama vahva magneettikenttä voi aiheuttaa häiriöitä kulunvalvontajärjestelmiin. Pyörrevirtakiskojarra ei myöskään kykene pysäyttämään vaunua täysin tai pitämään sitä paikallaan, sillä pyörrevirtojen muodostamiseen tarvitaan magneettien ja vastinpinnan välinen liike.

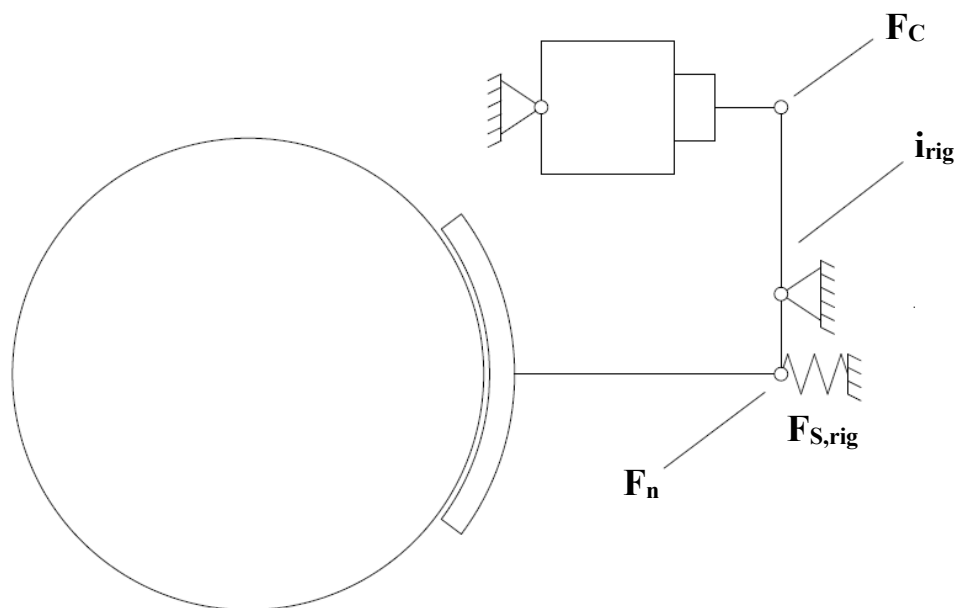
3 DYNAAMISEN JARRUVOIMAN MÄÄRÄYTYMINEN TAVALLISIMMILLA JARRUMEKANISMEILLA

3.1 Tönkkäjarru

Tönkkäjarrumekanismin toiminta perustuu kiskopyörän kulutuspintaa vasten painettavan jarrupalan tuottamaan kitkaan. Jarrupalaa painava voima tuotetaan yleensä paineilmatoimisilla jarrusylintereillä, poikkeuksena tästä on jäljempänä käsiteltävä mekaanisella toimilaitteella käytettävä seisontajarru. Jarrupaloja on tyypillisesti sijoitettu yksi tai kaksi yhden pyörän kulutuspintaa kohden. Suomenkielisessä kirjallisuudessa käytetään yleisesti tönkkäjarrun jarrupaloille nimitystä jarruantura.

3.1.1 Tönkkäjarrumekanismien tuottama jarruvoima

Tönkkäjarrumekanismeja on tyypiltään ja rakenteeltaan kahdenlaisia. Yksinkertaisimmassa, vähiten tilaa vievässä mekanismissa on yksi jarruantura jarrusylinteriä kohden. Jarruvoima välitetään sylinteriltä jarruanturalle joko suoraan tai vipuvarren kautta. Tämänkaltaisen mekanismin tunnetaan jarruysikkökäyttöisenä tönkkäjarruna. Jarruysikkökäyttöinen tönkkäjarru mahdollistaa jarruvoiman säätelyn jarruysikkökohtaisesti ja näin ollen esimerkiksi akselikohtaisen lukkiutumiseneston. Jarruysikkökäyttöinen tönkkäjarrumekanismi on esitetty kuvassa 4.



Kuva 4. Jarruysikkötyyppisen tönkkäjarrumekanismin toimintaperiaate.

Jarruysikkökäyttöisen tönkkäjarrun tuottaman jarruvoiman laskemiseksi tulee ensin määrittää sylinterin ulos tuottama voima. Voima F_C määritetään kaavalla

$$F_C = p_C * A_C * i_C * \eta_C - F_{S,C}, \quad (1)$$

missä p_C on jarrusylinterin sisäinen paine [Pa],

A_C on sylinterin männän tehollinen pinta-ala [m²],

i_C on jarrusylinterin sisäinen välityssuhde,

η_C on sylinterin sisäinen hyötysuhde

ja $F_{S,C}$ on sylinterin sisäisen palautinjousen tuottama voima [N].

Esitetystä kaavasta positiivinen voiman suunta on jarrupalaa kohti pyörän pintaa painava suunta. Tavallisessa paineilmaikäyttöisessä jarruysikköissä palautinjousen tuottama voima on täten merkiltään negatiivinen. Jarruysikkö voi olla myös niin kutsuttu epäsuora jousitoiminen, jossa sylinteripaineen tehtävänä on vapauttaa jarru jarruvoiman tuottavaa jousivoimaa vastaan. Yllä esitettyä kaavaa voidaan soveltaa myös tällaisessa tapauksessa, tällöin tulee määrittää sylinterin sisäinen välityssuhde negatiiviseksi ja palautinjousen tuottama voima positiiviseksi.

Jarruanturalle välittyvän puristavan voiman määrittämisessä tulee huomioda lisäksi mahdollinen vipusuhde sekä vipuvälityksen hyötysuhde sylinterin ja jarruanturan välillä. Myös jarruanturaan suoraan vaikuttava palauttava jousivoima tulee ottaa huomioon palauttavana voimana, jolloin sen termin etumerkki on negatiivinen. Jarruanturavoima F_n saadaan näin ollen kaavalla

$$F_n = F_C * i_{rig} * \eta_{rig} - F_{S,rig}, \quad (2)$$

missä i_{rig} on sylinterin ja jarruanturan välisen vivun vipusuhde,

η_{rig} on sylinterin ja jarruanturan välisen vivun hyötysuhde,

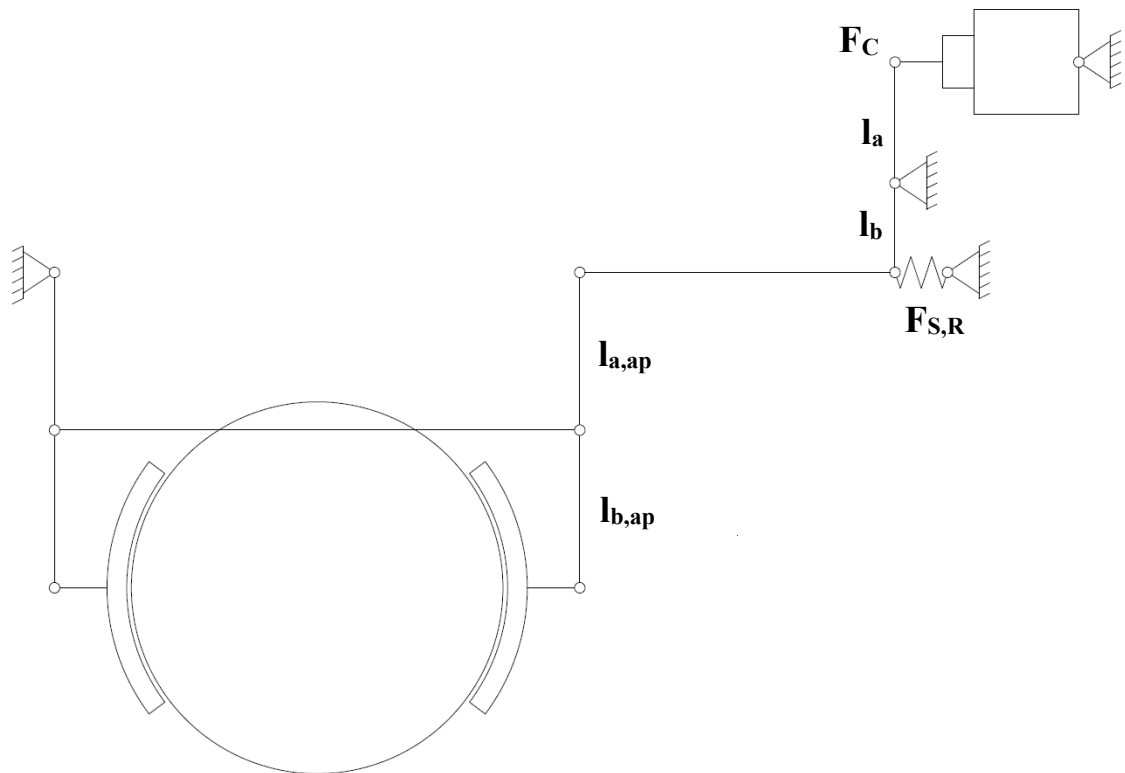
ja $F_{S,rig}$ on jarruanturaan suoraan vaikuttava, normaalisti palauttava eli negatiivinen jousivoima [N].

Tönkkäjarrussa pyörän halkaisijalla ei ole vaikutusta jarruvoiman suuruuteen koska kitkavoima tuotetaan suoraan pyörän vierintäkehällä. Kun tiedetään jarruanturaa pyörän pintaan painava voima F_n saadaan tönkkäjarruysikkön tuottama jarruttava voima $F_{B,TU}$ kaavalla

$$F_{B,TU} = F_n * \mu_a, \quad (3)$$

missä μ_a on kitkakerroin jarruanturan ja pyörän kulutuspinnan välillä.

Toinen vaihtoehto tönkkäjarrumekanismin toteuttamiseksi on niin kutsuttu vipukäyttöinen tönkkäjarru. Vipukäyttöisessä järjestelmässä välitetään yhden sylinterin tuottama voima mekaanisten vipuvarsien avulla useammalle jarruanturalle ja tarvittaessa myös usealle akselille. Esimerkiksi kaksi- tai neliakselisen tavaravaunun kaikkia akseleita voidaan jarruttaa yhdellä jarrusylinterillä vipumekanismin avulla. Vipumekanismin nivelissä syntyvä kitka sekä nivelten välykset heikentävät kuitenkin mekanismin kokonaishyötysuhdetta sitä enemmän mitä monimutkaisempi mekanismi on kyseessä. Lisäksi vipukäyttöisessä järjestelmässä ei voida toteuttaa akselikohtaista jarrupaineen säätelyä. Vipukäyttöisen tönkkäjarrumekanismin periaate on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5. Vipukäyttöisen tönkkäjarrumekanismin toimintaperiaate.

Vipukäyttöisen tönkkäjarrun tapauksessa jarrusylinterivoima määräytyy vastaavasti kuin jarruysikkökäyttöisessä tönkkäjarrussa. Jarruanturoihin kohdistetun kokonaisvoiman määrittämiseksi tulee huomioida edellä annetut jarruvoimaan vaikuttavat tekijät erillisillä kertoimilla. Näin ollen jarruanturavoimien summalle F_b saadaan kaavaksi

$$F_b = (F_C * i_{rig} - F_{S,R}) * i_R * \eta_R, \quad (4)$$

missä i_{rig} on sylinterin ja akselivivuston välinen vipusuhde,
 $F_{S,R}$ on ennen akselivivustoa sijaitsevan välyksensäätimen jousivoima [N],
 i_R on akselivivuston kokonaisvipusuhde
 ja η_R on koko vivuston kokonaishyötysuhde.

Sylinterin ja akselivivuston välinen vipusuhde saadaan kuvan 5 mukaisesti kaavalla

$$i_{rig} = \frac{l_a}{l_b}, \quad (5)$$

missä l_a on vipuvarren pituus sylinterin puolella [m]
 ja l_b on vipuvarren pituus akselivivuston puolella [m].

Akselivivuston kokonaisvipusuhde määräytyy kertomalla yksittäisen jarruanturan käyttövivun vipusuhde yhdellä pyörällä sijaitsevien jarruanturoiden määrällä sekä jarrutettavien akselien määrällä.

$$i_R = n_{ax} * n_{ap} * i_{rig,ap}, \quad (6)$$

missä n_{ax} on vivustolla jarrutettavien akselien määrä,
 n_{ap} on jarruanturoiden määrä pyörää kohden
 ja $i_{rig,ap}$ on jarruanturakohtainen vipusuhde.

Jarruanturakohtainen vipusuhde määritetään kuvan 5 mukaisesti siten, että

$$i_{rig,ap} = \frac{l_{a,ap}}{l_{b,ap}}, \quad (7)$$

missä $l_{a,ap}$ on vipuvarren sylinterin puolen pituus [m]
 ja $l_{b,ap}$ on vipuvarren jarruanturan puolen pituus [m].

Vipukäyttöisen tönkkäjarrun pyörän kehälle tuottama jarruttava voima voidaan laskea jarruanturoiden yhteenlasketun pyörää kohti painavan voiman ja pintojen välisen kitkakertoimen tulona siten, että

$$F_B = F_b * \mu, \quad (8)$$

missä μ on kitkakerroin jarruanturan ja pyörän kulutuspinnojen välillä.

3.1.2 Jarruanturan ja kiskopyörän välisen kitkakertoimen määrittäminen

Tönkkäjarrussa on perinteisesti käytetty jarruanturan kulutus pintamateriaalina valurautaa hyvän lämmönjohtavuuden ja lämmönkeston takia. Jarruanturan hyvä lämmönjohtavuus keventää tönkkäjarruissa kiskopyörän lämpöenergiakuormaa erityisesti pitkässä ja voimakkaassa jarrutuksessa. Toisaalta valurautaisen jarruanturan ja teräksisen kiskopyörän välinen liukukitkakerroin pienenee merkittävästi liukupintojen nopeuseron kasvaessa. Myös jarruanturaa painavan voiman ja edelleen kitkapinnan pintapaineen kasvattaminen vaikuttaa pienentävästi valurauta-teräs kitkaparin liukukitkakertoimeen. Cruceanun (2012) raportissa sivulla 45 esitetään koetuloksiin perustuvat UIC:n ja Karvatzkin kaavat kitkakertoimen määrittämiseksi. UIC:n kaavalla kitkakerroin määritetään jarruanturan pintapaineen ja pyörän hetkellisen kehänopeuden perusteella seuraavasti

$$\mu_a(v, p_s) = 0,49 * \frac{\frac{10}{3,6} * v + 100}{\frac{35}{3,6} * v + 100} * \frac{\frac{875}{g} * p_s + 100}{\frac{2860}{g} * p_s + 100}, \quad (9)$$

missä v on pyörän hetkellinen kehänopeus [km/h],

g on putoamiskiihtyvyys (9,81 [m/s²])

ja p_s on pintapaine jarruanturan pinnalla [N/mm²].

Karvatzkin kaava käyttää pintapaineen tilalla jarruanturan normaalivoimaa, jolloin

$$\mu_a(v, F_n) = 0,6 * \frac{v + 100}{5 * v + 100} * \frac{\frac{16}{86} * F_n + 100}{\frac{g}{86} * F_n + 100}, \quad (10)$$

missä F_n on normaalivoima jarruanturalla [kN].

Todellisessa tilanteessa jarruanturan ja pyörän kulutuspinnan väliseen hetkelliseen kitkakertoimeen vaikuttaa hetkellisen kehänopeuden ja pintapaineen lisäksi myös jarrutuksen aloitusnopeus. Vakkalagadda et al. (2015) suorittivat tutkimuksessaan jarrutuskokeita Intian rautateillä käytössä oleville jarruanturatyypeille. Kokeellisessa osiossa kiskopyörä oli sijoitettuna sähkömoottorilla pyöritettävälle akselille ja sitä jarrutettiin kahdella kiskopyörän vastakkaisille puolille asetetulla tönkkäjarruysiköllä. Pyöräkohtainen jarrutuksessa muutettava liike-energia saatiin tutkimuksessa vastaamaan todellista ajotilannetta sijoittamalla akselille useita vauhtipyöriä. Eri alkunopeuksilla

suoritetuista jarrutuksista laskettiin kitkakertoimelle kuvaajat nopeuden funktiona siten, että

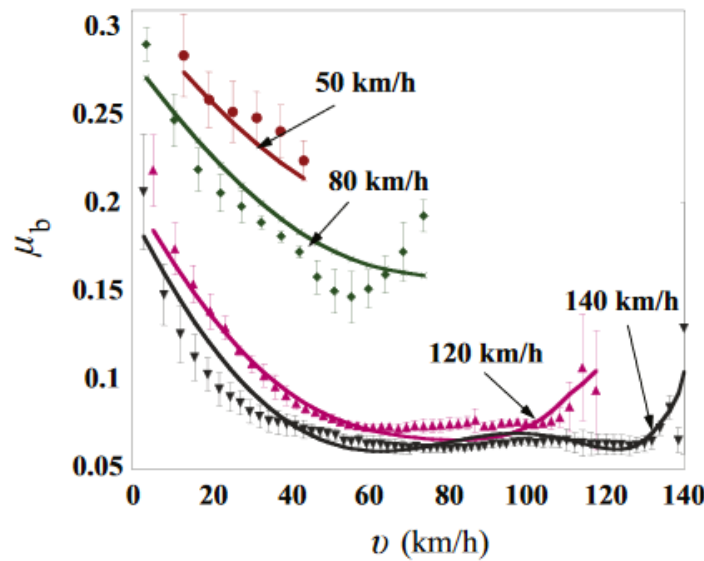
$$\mu_a = \frac{M_B \cdot \omega}{v \cdot F_n \cdot n_{ap}}, \quad (11)$$

missä μ_a on hetkellinen kitkakerroin
 M_B on jarruilla akselille tuotettu jarruttava vääntömomentti [Nm],
 ω on hetkellinen kulmanopeus [rad/s],
 v on hetkellinen kehänopeus [m/s],
 F_n on jarruanturakohtainen normaalivoima [N]
 ja n_{ap} on jarruanturoiden lukumäärä.

Jarrutuskokeita toistettiin eri lähtönopeuksilla myös jarruanturoiden normaalivoimaa muuttamalla. Kokeiden tuloksista havaittiin, että valurautaisella jarruanturalla suurempi jarrutuksen aloitusnopeus siirtää kitkakertoimen kuvaajaa kohti pienempiä kitkakertoimen arvoja koko matkaltaan. 80 km/h nopeudessa aloitetulla jarrutuksella 25 kN normaalivoimalla kitkakertoimen arvo on luokkaa 0,2 60 km/h nopeudessa. Jarrutuksen aloitusnopeudella 120 km/h saavutetaan puolestaan samassa 60 km/h nopeudessa kitkakertoimen arvo 0,08. Kaikilla aloitusnopeuksilla toistui edellä esitettyjen analyttisten kaavojen mukainen ilmiö nopeuden pienentyessä kasvavasta kitkakertoimesta. Kuitenkin suuremmilla nopeuksilla aloitetuissa jarrutustapauksissa kitkakertoimen arvo ei koskaan saavuta pienillä aloitusnopeuksilla saatuja edes hyvin matalissa nopeuksissa. Koetuloksissa toistui myös kasvavan pintapaineen kitkakerrointa pienentävä vaikutus.

Edellä mainittujen syiden takia valuraudan tilalle on pyritty etsimään vaihtoehtoisia kitkamateriaaleja. Suorituskyvyllisten rajoitteiden lisäksi komposiittimateriaaleilla on pyritty ratkaisemaan tönkkäjarrun aiheuttamia meluhaittoja. UIC:n säännöskokoelmassa 541-4 asetetaan vaatimukset kolmelle eri komposiittijarruanturaluokalle. K-luokan jarruantura on suunniteltu tuottamaan korkea kitkakerroin teräspyörän kulutus pintaa vasten. Luokkaan kuuluvien anturoiden tulee säännöskokoelman liitteen C mukaan tuottaa minimissään kitkakerroin 0,18 yhdellä yksielementtisellä jarruanturalla 120 km/h kehänopeudella anturan normaalivoiman ollessa 30 kN. Vaggalagadda et el. (2015) tutkimuksen koejarrutuksessa valurauta-anturalla samalla 30 kN anturavoimalla saavutettiin noin 0,1 kitkakerroin 120 km/h vauhdissa, mikäli jarrutuksen aloitusnopeus

on 120 km/h. 140 km/h nopeudella aloitetun jarrutuksen käyrällä nopeudessa 120 km/h on kitkakerroin noin 0,07 (kuva 6).

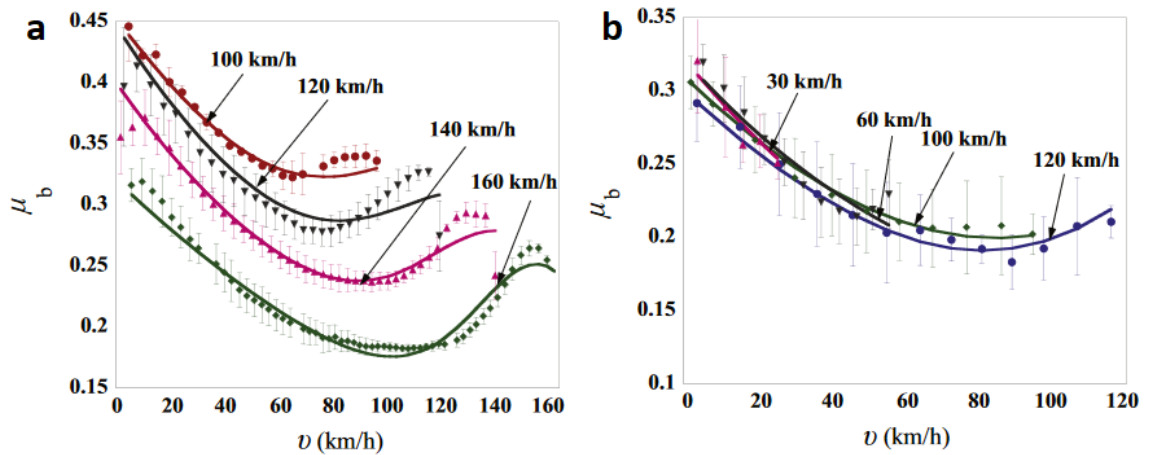


Kuva 6. Valurautaisen jarruanturan kitkakertoimen kehitys eri jarrutuksen lähtönopeuksilla. Kokeelliset tulokset pisteillä ja laskentamallin antamat tulokset yhtenäisellä viivalla (Vaggalagadda et al., 2015).

Tutkimuksessa testattiin valurauta-anturan lisäksi myös kahta eri K-tyyppin anturaa. Ensimmäinen näistä käytetään vetureiden jarruanturana ja toista junanvaunuissa. Tuloksista huomataan merkittäviä eroja palojen suorituskyvyssä. Vetureissa käytettävän anturan tuottama kitkakerroin riippuu valurauta-anturan kaltaisesta jarrutuksen aloitusnopeudesta suuremmilla, yli 100 km/h nopeuksilla. Pienimmillään kitkakerroin on 34 kN anturavoimalla 160 km/h nopeudessa aloitetussa jarrutuksessa 100–120 km/h välillä, jolloin kitkakertoimen arvo on noin 0,18. Esimerkiksi 140 km/h aloitetussa jarrutuksessa pienin kitkakertoimen arvo saadaan nopeuden ollessa noin 100 km/h. Tuolloin kitkakerroin on luokkaa 0,24. Jos verrataan kitkakertoimen arvoja lähtönopeuksilla 100, 120, 140 ja 160 km/h suoritetuissa jarrutuksissa hetkellä, jolloin nopeus on 80 km/h saadaan tuloksiksi annetussa järjestyksessä kitkakertoimet 0,34, 0,28, 0,24 ja 0,19. Jarrutuksen edetessä eri käyrien mukaiset kitkakertoimet nousevat välille 0,35–0,45. Ainoastaan 160 km/h nopeudella aloitetun jarrutuksen käyrä jää pienissä, alle 10 km/h nopeuksissa alle 0,35 (kuva 7a).

Intiassa matkustajavaunuissa käytössä olevan K-tyyppin jarruanturan suorituskyky on tutkimuksen koetuloksien mukaan huomattavasti vähemmän riippuvainen jarrutuksen aloitusnopeudesta kuin vetureissa käytettävän. 33 kN anturavoimalla 120 km/h nopeudesta suoritettun jarrutuksen aikana kitkakerroin käy pienimmillään arvossa 0,18

nopeudessa 90 km/h. 100 km/h alkunopeudella kitkakertoimen minimi 0,21 saadaan nopeudessa 65 km/h. Verrattaessa kitkakertoimien arvoja nopeudessa 80 km/h saadaan 120 km/h alkunopeudella arvoksi 0,21 ja 100 km/h alkunopeudella arvoksi 0,19 (kuva 7b).



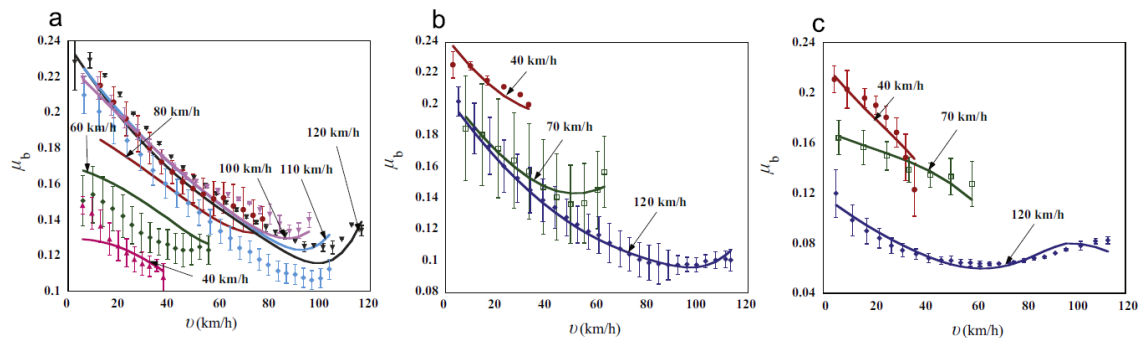
Kuva 7. Veturikäytössä (a) ja vaunukäytössä (b) olevien K-tyyppin jarruanturoiden kitkakertoimen kehitys eri lähtönopeuksilla suoritetuissa jarrutuksissa normaalivoimilla 34 kN (a) ja 33 kN (b). Kokeelliset tulokset pisteillä ja laskentamallin antamat tulokset yhtenäisellä viivalla (Vaggalagadda et al., 2015).

Samalla jarruanturatyypillä saatujen koetulosten eriäväisyys selittyy sillä, että kansainvälisissä standardeissa ei ole annettu tarkkaa koostumusta jarrupalan kitkamateriaalille. Vaatimukset materiaaleille on esitetty saavutettavalle kitkakertoimelle annettujen ylä- ja alaraja-arvojen muodossa, jolloin valmistaja voi oman harkintansa mukaan optimoida kitkamateriaalin esimerkiksi kulumisenkesto huomioiden. Suurten suorituskäytösten takia tulee kiskokalustoa operoivan tahon olla tietoinen jarrutussuorituskyvyn muuttumisen mahdollisuudesta esimerkiksi siirryttäessä jarruanturatoimittajasta toiseen.

K-tyyppin komposiittijarruanturoiden lisäksi on olemassa L- ja LL-tyyppisiä komposiittimateriaalista valmistettuja jarruanturoita. L-tyypin anturoilla saavutetaan K-tyypin anturoita pienemmät kitkakertoimet eri nopeuksissa, jolloin nämä ovat jarrutussuorituskyvyltään lähempänä perinteisiä valurautaisia kitkapintoja. LL-tyyppi puolestaan tarkoittaa vähämeluisia pienikitkaisia (low noise, low friction) jarruanturoita. LL-tyyppisen jarruanturan kehitystyön tavoitteena on ollut tuottaa ratkaisu, joka sopii suoraan ilman järjestelmämuutoksia perinteisen valurautaisen jarruanturan tilalle kaikessa kiskokalustossa. Niiden tuottamat kitkakertoimet eri nopeuksilla jäljittelevät

valuraudalla saavutettavia vastaavia, jolloin jarrutussuorituskyvyn voidaan olettaa pysyvän lähes samanlaisena siirryttäessä tyypistä toiseen.

Vaggalagadda et al. (2015) suorittivat tutkimuksessaan jarrutuskokeet myös kahdella erityyppisellä L-tyypin jarruanturalla. Näistä ensimmäinen on käytössä veturikalustossa ja toinen junanvaunuissa. Veturikalustossa käytettävän anturan tuloksissa 35 kN normaalivoimaa käytettäessä huomataan mielenkiintoinen ilmiö. Valuraudan ja K-tyypin jarruanturan tuloksista poiketen kitkakerroin on jarrutuksen alussa lähes vakio riippumatta jarrutuksen alkunopeudesta. Nopeuden pienentyessä kitkakerroin kasvaa samalla kulmakertoimella riippumatta lähtönopeudesta. Kitkakerroin ei kuvaajien mukaan riipu niinkään hetkellistä nopeudesta vaan pikemminkin jarrutuksen alusta kuluneesta ajasta (kuva 8a).



Kuva 8. Veturikaluston L-tyypin jarruanturan kitkakertoimen kehitys 35 kN normaalivoimalla (a) ja vaunukaluston L-tyypin jarruanturan kitkakertoimen kehitys 24 kN (b) ja 44 kN (c) normaalivoimalla eri lähtönopeuksilla suoritetuissa jarrutuksissa. Kokeelliset tulokset esitetty pisteillä ja laskentamallilla saadut tulokset yhtenäisenä viivana (Vaggalagadda et al., 2015).

Intian rautateillä käytössä oleva junanvaunuissa käytettävä L-tyypin komposiittijarruantura käyttäytyy 24 kN normaalivoimalla toteutetussa jarrutuskokeessa vastaavasti kuin valurautainen jarruantura (kuva 8b). Jarrutuksen alussa muodostuva kitkakerroin muuttuu jarrutuksen aloitusnopeuden mukaan. Mitä suurempi alkunopeus, sitä pienempi on kitkakerroin jarrutuksen alussa. Suuremmalla 44 kN normaalivoimalla kitkakertoimen kasvunopeus nopeuden pienentyessä on huomattavasti pienempää erityisesti 70 km/h ja nopeammilla nopeuksilla (kuva 8c). 120 km/h käyrä seuraa lähes tasaisesti 0,07 tasoa aina 40 km/h nopeuteen asti, kunnes se lähtee hitaasti nousemaan. Alle 10 km/h nopeudessa 40 km/h alkunopeudella toteutetulla jarrutuksella päästään vielä lähelle pienemmän pintapaineen maksimikitkakerrointa 0,23 mutta suuremmilla alkunopeuksilla jäädyään jo selvästi alle.

Tutkimuksessa mitattiin myös jarruanturoiden kulumista täysjarrutuksessa. Kuluminen vertailuarvoksi määritettiin ominaiskulumisnopeus, jonka yksiköksi on valittu kuutiosenttimetriä per kilowattitunti. Taulukoiduista tuloksista huomataan, että komposiittijarruanturoista nopeimmin kuluvan, vetureissa käytettävän K-tyypin jarruanturan vertailuarvo 9,02 cc/kWh on sekin alle kolmasosa valurauta-anturan vertailuluvusta 30,32 cc/kWh. Vaunuissa käytettävän K-tyypin jarruanturan ja vetureissa käytettävän L-tyypin anturan kulumisnopeus on lähes sama, 2,32 ja 2,53 cc/kWh mainitussa järjestyksessä. Vaunuissa käytettävän L-tyypin kulumisnopeus on huomattavasti pienempi, ainoastaan 0,625 cc/kWh. Komposiittianturoiden osalta on huomattava, että ominaiskulumisnopeus on sitä korkeampi mitä suurempia kitkakertoimen arvoja kyseisellä anturatyypillä saavutetaan.

3.1.3 Jarruanturan kitkamateriaalien märkäsuorituskyky

Komposiittijarruanturoiden materiaalivalinnoilla aikaansaatu hyvä kulumiskestävyys ja meluttomuus voi huonontuneissa olosuhteissa olla haitaksi suorituskyvylle. Spångberg & Lindblad (2010) selvittivät tutkimuksessaan jarruanturan ja kiskopyörän välisen vesikalvon vaikutusta pintojen väliseen kitkakertoimeen valurautaisia sekä komposiittisia jarruanturoita käytettäessä. Tarve kyseiselle tutkimukselle syntyi, kun Tukholmasta pohjoiseen kulkevilla Roslagin lähirautateilla useat komposiittijarruanturoita käyttäneet lähijunat kärsivät heikentyneestä jarrusuorituskyvystä talvikuukausien aikana. Tämän seurauksena junien vaunuihin jouduttiin talvisaikaan vaihtamaan valurautaiset jarruanturat. Heikentyneen jarrusuorituskyvyn oletettiin johtuvan jäätyneiden kiskopyörien ja jarruanturoiden kitkapinnan väliin muodostuvasta vesikalvosta. Työssä vesikalvon vaikutuksen määrittämiseksi rakennettu laskentamalli perustuu hydrodynaamiseen laakeriteoriaan. Laskentamallilla saavutettuja tuloksia verrattiin aikaisemmassa tutkimuksessa saatuihin koetuloksiin.

Jarrutapahtumassa kitkan muodostavien pintojen pinnankarheuden Ra-arvojen mittaustulokset antavat osviittaa eri materiaaliparien suorituskykyeroista. Komposiittijarruanturaa vasten liukuneen kiskopyörän pinnankarheuden arvo, 0,2586 μm , on huomattavasti pienempi kuin valurauta-anturaa vasten liukuneelta kiskopyörältä mitattu 0,9355 μm . Sama toistuu myös jarruanturoiden pinnankarheuksissa; komposiittianturan Ra-arvo on 0,6781 μm kun valurauta-anturan pinnankarheudeksi mitattiin 1,0039 μm . Saatujen pinnankarheuksien Ra-arvojen perusteella voidaan määrittää kontaktipintaparien välisen nestekalvon paksuudelle raja-arvo, jonka ylittyessä

siirrytään täyteen nestevoiteluun eli pintojen välinen mekaaninen kontakti menetetään. Raja-arvo voidaan määrittää voitelukalvon ominaispaksuuden kaavasta

$$\lambda_0 = \frac{h_0}{1,3 * \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}, \quad (12)$$

jolloin kalvonpaksuuden raja-arvoksi saadaan (Spångberg & Lindblad, 2010)

$$h_0 = \lambda_0 * 1,3 * \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}, \quad (13)$$

missä h_0 on voitelukalvon paksuuden raja-arvo [μm],
 λ_0 on voitelukalvon ominaispaksuus,
 Ra_1 on pinnan 1 pinnankarheuden aritmeettinen keskiarvo [μm],
ja Ra_2 on pinnan 2 pinnankarheuden aritmeettinen keskiarvo [μm].

Voitelukalvon ominaispaksuuden arvoksi nestevoitelutilanteessa on tarkasteltavassa työssä määritetty >3 . Kerroin 1,3 pinnankarheuksien aritmeettisten keskiarvojen neliösumman edessä on muuntokerroin, jolla saadaan Ra-arvot muutettua pinnankarheuden neliöllisen keskipoikkeaman Rq approksimaatioiksi. Työssä saatujen pinnankarheuden lukuarvojen perusteella täysi nestekalvo syntyy siten komposiittianturan ja kiskopyörän välillä 2,83 μm nestekalvon paksuudella ja valurautanturan ja kiskopyörän välillä 5,35 μm kalvonpaksuudella. Komposiittianturaa käytettäessä kitkakerroin romahtaa siis huomattavasti ohuemmalla vesikalvon paksuudella (Spångberg & Lindblad, 2010).

Pintojen väliseen kitkakertoimeen vesikalvotilanteessa vaikuttaa myös pinnanhuippujen välinen kontakti. Edellä laskettu voitelukalvon minimipaksuus ei huomioi tarkasteltavien pintojen pinnankarheuden maksimipoikkeamia muutoin kuin voitelukalvon ominaispaksuuden kertoimessa λ_0 . Työssä määritettiin voitelukalvon minimipaksuus pienimmällä kirjallisuudessa määritellyllä nestevoitelutilanteen antavalla ominaispaksuuden kertoimella, jolloin suurien maksimipoikkeamien tapauksessa voi tapahtua pintojen välisiä kontakteja pinnan huippujen välillä. Hydrodynaamisten laakerien kalvonpaksuuksia määritettäessä suunnittelijan vastuulla on määrittää voitelukalvon ominaispaksuus pinnanhuippujen korkeuksien kannalta turvallisiksi.

Tutkimuksessa kontaktien muodostumista tarkasteltiin asettamalla pintojen mitatut 2D-pintaprofiilit keskiviivoiltaan edellä laskettujen täyden vesikalvotilanteen määrittämälle

etäisyyksille toisistaan. Tämän jälkeen laskettiin tarkasteltavalta matkalta osuus, jossa tapahtuu pintojen välinen kontakti. Komposiittianturalla pintojen välistä kontaktia ei tapahdu tarkasteltavassa tilanteessa merkittävässä määrin, jolloin kitkakertoimen määrää ainoastaan hydrodynaaminen kitka pintojen välillä. Valurauta-anturoiden tapauksessa 36,9 % pintahuipuista törmää vastinpintaan. Pinnanhuippujen välisellä kontaktialueella kitkakertoimen voidaan katsoa olevan materiaaaliparille tyypillinen, tässä tapauksessa noin 0,3. Tästä johtuen valurauta-anturalla kitkakerroin ei alene jyrkästi hydrodynaamisen kitkan määrittämälle tasolle edes lasketulla 5,35 µm vesikalvolla (Spångberg & Lindblad, 2010).

Hydrodynaamisessa voitelussa kahden pinnan välissä oleva nestekalvo kantaa pintoja toisiaan kohti painavan normaalikuorman. Kuorman kantava paine syntyy kahdella eri menetelmällä. Pinnat voivat liikkua lähemmäs toisiaan, jolloin neste pintojen välissä pakotetaan liikkumaan tasojen suunnassa ja ulos pintojen muodostamasta kapeasta raosta. Paine voi syntyä myös, kun pintojen välinen liike pakottaa nesteen pintojen välissä olevaan kiilamaiseen rakoon. Tarkasteltavassa työssä oletetaan nestekalvon kuormankantokyvyn aiheutuvan ainoastaan jälkimmäisellä menetelmällä. Liukuvien pintojen välissä olevan nestekalvon tilaa kuvaamaan on kehitetty Reynoldsin differentiaaliyhtälö. Reynoldsin differentiaaliyhtälön avulla saadaan johdettua kaava nesteen sisäiselle leikkausjännitykselle (Spångberg & Lindblad, 2010)

$$\tau(x, z) = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2z - h) + \eta \frac{v_{x2} - v_{x1}}{h}, \quad (14)$$

missä x on pyörän kehän suuntainen koordinaatti [m],
 z on nestekalvon paksuuden suuntainen koordinaatti [m],
 $\frac{\partial p}{\partial x}$ on painegradientti nesteessä kehän suunnassa [(N/m²)/m],
 h on nestekalvon paksuus [m],
 η on nesteen dynaaminen viskositeetti [Pa*s],
 v_{x2} on pinnan 2 kehäsuuntainen nopeus [m/s]
 ja v_{x1} on pinnan 1 kehäsuuntainen nopeus [m/s].

Kun lasketaan nesteeseen vaikuttava leikkausjännitys nestekalvon paksuussuuntaisissa koordinaateissa 0 ja h , saadaan laskettua kitkavoima molemmilla liukupinnoilla kaavoilla

$$F_{f1} = L \int_0^{sf} \tau(x, h) dx = L \int_0^{sf} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \eta \frac{v_{x2} - v_{x1}}{h} \right) dx \quad (15)$$

$$F_{f2} = -L \int_0^{s_f} \tau(x, 0) dx = -L \int_0^{s_f} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \frac{v_{x2} - v_{x1}}{h} \right) dx \quad (16)$$

- missä F_{f1} on ensimmäiseen pintaan kohdistuva kitkavoima [N],
 L on kitkapinnan pinta-alan leveys [m],
 s_f on kitkapinnan kehäsuuntainen pituus [m],
ja F_{f2} on pintaan 2 kohdistuva kitkavoima (Spångberg & Lindblad, 2010).

Näennäinen liukukitkakerroin pintojen välille saadaan täten määritettyä kaavalla

$$\mu = \frac{F_{f1}}{F_n}, \quad (17)$$

- missä μ on pintojen välinen keskimääräinen kitkakerroin
ja F_n on pintojen välinen normaalivoima [N] (Spångberg & Lindblad, 2010).

Tutkimuksessa tarkasteltiin myös jarruanturan ja kiskopyörän väliin jarrutuksessa syntyvää kehän suuntaista lämpötilagradienttia. Jarruanturan johto- ja jättöreunan välinen lämpötilaero voidaan laskea kitkaenergian ja materiaaliin sitoutuvan lämpöenergian kaavojen avulla. Jarrutuksessa kitkapinnan matkalla lämmöksi muuttuva kitkaenergia saadaan kaavalla

$$E_f = \mu s_f (F_{f1} + F_{f2}). \quad (18)$$

Aineeseen sitoutuvalle lämpöenergialle on olemassa kaava

$$Q = m * c_p * \Delta T = \rho * s_f * b * h * c_p * \Delta T, \quad (19)$$

- missä Q on aineen sitoma lämpöenergia [J]
 m on aineen massa [kg],
 c_p on aineen ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa [kJ/(K*kg)],
 ΔT on aineen lämpötilan muutos [K],
 ρ on aineen tiheys [kg/m³],
ja b on jarruanturan kitkapinnan leveys [m] (Spångberg & Lindblad, 2010).

Kun merkitään kitkalämpö ja aineeseen sitoutuva lämpömäärä yhtä suureksi, saadaan lämpötilan muutosta dT kuvaava yhtälö

$$\Delta T = \frac{\mu s_f (F_{f1} + F_{f2})}{\rho * s_f * b * h * c_p}. \quad (20)$$

Spångberg ja Lindblad (2010) selvittivät lämpötilagradientin avulla, että komposiittianturalla suoritettavassa jarrutuksessa lämpöenergia ei riitä nostamaan anturan ja pyörän kulutuspinnan välisen nestekalvon lämpötilaa kiehumispisteeseen. Valurauta-anturaa käytettäessä valurautajarruanturan suuremman kitkakertoimen ansiosta vesikalvo saavuttaa höyrystymislämpötilan jo 90 mm johtoreunasta. 90 mm pitkän vesikalvoalueen ulkopuolella kitkakertoimen pintojen välillä oletetaan olevan kuivan kitkaparin 0,3. On huomioitava, että tarkastelun kaltainen tilanne muodostuu jarrutuksen alussa, jolloin jäätynyt kiskopyörä syöttää jarruanturan ja kitkapinnan väliin uutta 0-asteista vettä jatkuvasti pyörän pyöriessä. Jarrutuksen jatkuessa sulanutta vettä kulkeutuu pois kitkapinnalta, jolloin kitkapintapari on paikoitellen kuiva tai vesikalvo merkittävästi ohuempi aiheuttaen vesikalvon nopeamman haihtumisen lämpöenergiämäärän lisääntyessä. Toisaalta tutkimuksessa mainitaan myös, että vesikalvon höyrystyessä muodostuvan vesihöyryn vaikutus kitkakertoimeen ei ole tiedossa. On mahdollista, että muodostuva vesihöyrypatja poistaa hetkittäin kontaktin kitkapintojen väliltä kokonaan heikentäen jarrusuorituskykyä entisestään.

Edellä esitettyjen laskentamallien tulokset yhdistämällä määritetään tutkimuksessa keskimääräinen kitkakerroin pyörän kulutuspinnan ja jarruanturan muodostamalle kitkaparille. Tulokset esitetään jarrutusnopeuden ja kitkapintojen väliin jäävän veden alkulämpötilan funktiona. Veden tulolämpötilan vaikutus on huomioitu ainoastaan viskositeetin muutoksena. Tulolämpötilan vaikutusta höyrystymisessä syntyvään kuivan kitkaparin alueeseen ei tulosten perusteella näytä olevan huomioitu. Työn tarkoituksen huomioiden tämä on ymmärrettävää, sillä tarkoituksena oli nimenomaan tarkastella pyörään kertyneen jääkerroksen vaikutusta jarrutussuorituskykyyn. Muodostuvaa kitkakerrointa tarkastellaan tyhjän ja täyden vaunun tapauksessa komposiitti- ja valurautajarruanturoita käytettäessä. Komposiittianturoilla saavutetaan keskimääräinen kitkakerroin väliltä 0,10–0,09 molemmissa kuormaustilanteissa. Valurauta-anturoilla kitkakerroin on huomattavasti suurempi, n. 0,21 kaikissa tarkasteltavissa tilanteissa. Vesikalvo aiheuttaa tässäkin tapauksessa huomattavan, 30 % jarrutustehon pienenemisen jonka vaikutus jarrutusmatkaan on merkittävä.

3.2 Levyjarru

Levyjarrumekanismi tuottaa jarruvoiman pyöräkerran akselille tai erilliselle jarruakselille sijoitettuja jarrulevyjä jarruttamalla. Jarruttava voima tuotetaan painamalla erillisiä jarrupaloja jarrulevyn kylkeä vasten. Pintojen välille muodostuva kitka aiheuttaa jarruttavan voiman levyille. Jarrupaloja käytetään yleensä pareittain molemmin puolin jarrulevyä yhtä suurella normaalivoimalla. Näin vältetään jarrulevyyn kohdistuvilta sivuttaisvoimilta ja jarrupalojen epätasaiselta kulumiselta.

3.2.1 Levyjarrumekanismien tuottama jarruvoima

Jarrupaloja levyä vasten puristava normaalivoima tuotetaan junakalustossa tyypillisesti paineilmasylinterin avulla. Myös hydraul- ja jousitoimisia sylintereitä on käytössä. Tyypillinen levyjarruysikkö käsittää yhden jarrulevyn, yhden jarrusylinterin, vipumekanismin sekä kaksi jarrupalaa. Jarrusylinterin ja vivuston muodostamaa kiinteää pakettia kutsutaan jarrusatulaksi. Joissakin erikoistapauksissa voidaan voima välittää jarrusylinteriltä usealle jarrusatulalle. Mekaanisesti käytettävissä pysäköintijarrujärjestelmissä käytetään jarrusylinterin tilalla vaijerilla operoitavaa käyttövipua jarruvoiman tuottamiseen. On myös olemassa jarrusatuloita, joissa sylinterikäytön rinnalle on lisätty mahdollisuus mekaaniseen vaijerikäyttöön. Tässä luvussa käsitellään käyttö- ja hätäjarruina yleisesti käytössä olevia jarrusylinterikäyttöisiä järjestelmiä. Mekaanisesti käytettäviä järjestelmiä käsitellään myöhemmässä luvussa.

Levyjarrumekanismin tuottaman jarruvoiman määrittämiseksi tulee ensin laskea jarrusylinteriltä ulos saatava voima. Voima määritetään samoin kuin tönkkäjarrun tapauksessa eli kaavalla

$$F_C = p_C * A_C * i_C * \eta_C - F_{S,C}, \quad (21)$$

missä F_C on jarrusylinteriltä saatava voima [N],

p_C on jarrusylinterin sisäinen paine [Pa],

A_C on sylinterin männän tehollinen pinta-ala [m²],

i_C on jarrusylinterin sisäinen välityssuhde,

η_C on sylinterin sisäinen hyötysuhde

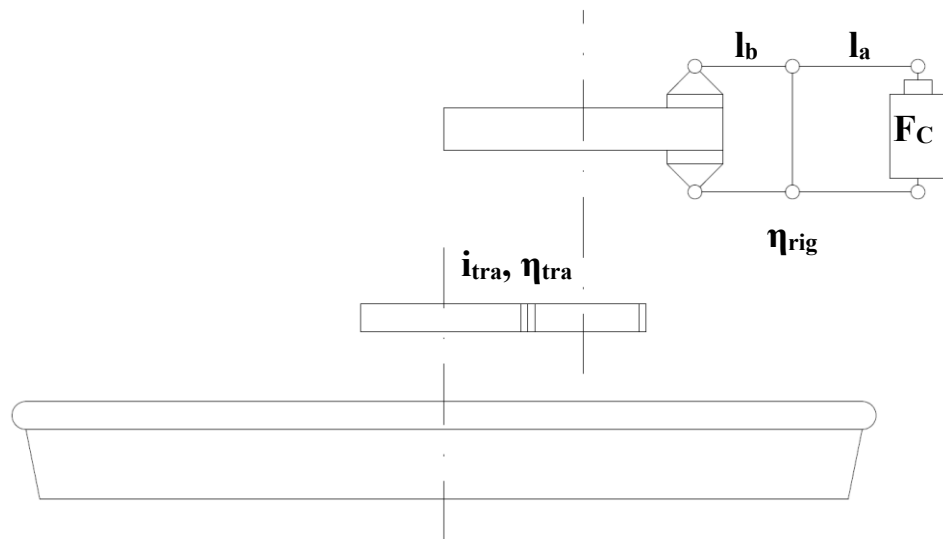
ja $F_{S,C}$ on sylinterin sisäisen palautinjousen tuottama voima [N].

Kuten tönkkäjarrun tapauksessa, myös levyjarrun kaavoissa jarrupaloja levyä vasten puristavan voiman suunta on määrätty positiiviseksi. Tällöin edellä esitetyssä sylinterivoiman kaavassa painetoimisissa jarruissa jousivoima $F_{S,C}$ on merkiltään negatiivinen. Mikäli kyse on jousitoimisista, paineella irrotettavista jarruista määritellään jousivoima positiiviseksi ja jarrusylinterin sisäinen välityssuhde negatiiviseksi.

Jarrupaloille välittyvä kokonaisnormaalivoima F_b saadaan levyjarruyksikölle kuvan 9 perusteella suoraan sylinterivoiman ja vivuston ominaiskertoimien avulla siten, että

$$F_b = F_C * i_{rig} * \eta_{rig}, \quad (22)$$

missä i_{rig} on kokonaisvälityssuhde sylinterin ja jarrupalojen välillä
ja η_{rig} on vivuston hyötysuhde.



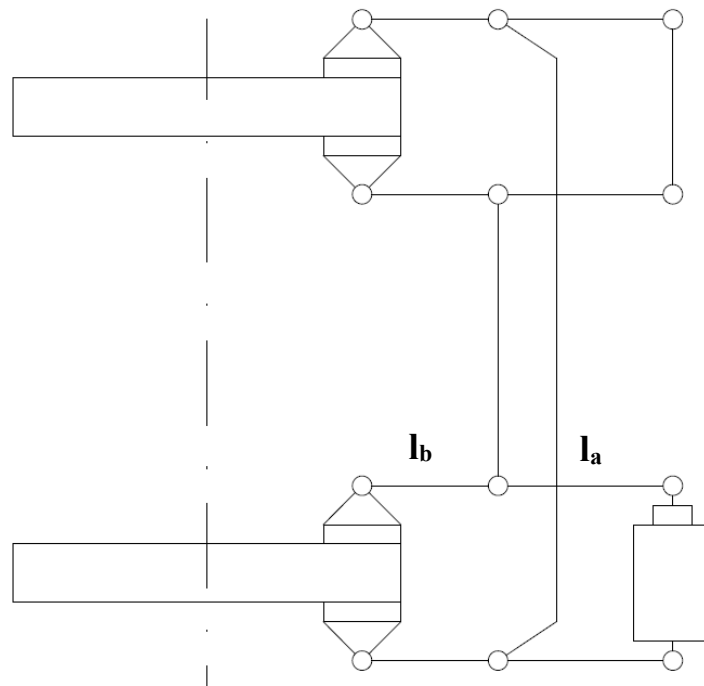
Kuva 9. Levyjarrumekanismin toimintaperiaate.

Kokonaisvälityssuhteen i_{rig} määrittämisessä tulee huomioida jarrusatulan molemmat vivut siten, että

$$i_{rig} = \frac{l_a}{l_b} * 2, \quad (23)$$

kun käytetään yhtä jarrusylinteriä jarrulevyä kohden. Mikäli kyseessä on järjestelmä, jossa yhdellä jarrusylinterillä tuotetaan jarrutusvoima kahdella jarrulevyllä sijaitseville jarrupaloille, tulee kokonaisvälityssuhteen kaavaksi kuvan 10 mukaisesti

$$i_{rig} = \left(\frac{l_a}{l_b} * 2 \right) * 2. \quad (24)$$



Kuva 10. Kahta levyä jarruttava yksisylinterinen levyjarrumekanismi.

Laskettujen arvojen perusteella voidaan laskea pyörän kehälle tuotettu jarruvoima. Toisin kuin tönkkäjarruissa, missä jarruttava voima tuotetaan kitkaparilla suoraan kiskopyörän vierintäpinnalle, levyjarrumekanismiin pyörän kehälle tuottamaan voimaan vaikuttaa myös jarrupalojen kitkapinnan pyyhkäisyalan keskimääräisen säteen ja pyörän vierimissäteen suhde. Mikäli jarrulevy sijaitsee erillisellä moottoriakselilla, tulee jarrutettavan akselin ja pyöräkerran välisen voimansiirron välityssuhde sekä hyötysuhde ottaa huomioon jarruttavaa voimaa laskiessa. Jarruttavalle voimalle kiskopyörän kehällä saadaan kaava (SFS-EN 14531-1:2015)

$$F_{B,D} = F_b * \mu * \frac{r_s}{\frac{D}{2}} * \frac{i_{tra}}{\eta_{tra}}, \quad (25)$$

missä μ on jarrupalan kitkapinnan ja jarrulevyn välinen kitkakerroin,

r_s on tehollisen kitkapinnan keskisäde [m],

D on kiskopyörän vierintähalkaisija [m],

i_{tra} on jarruakselin ja pyöräkerran välinen välityssuhde

ja η_{tra} on jarruakselin ja pyöräkerran välisen voimansiirron hyötysuhde.

3.2.2 Jarrupaloissa käytettävät kitkamateriaalit

Jarrujärjestelmiä käsittelevässä luvussa sivuttiin levyjarrujärjestelmän ja tönkkäjarrujärjestelmän kitkapinnoille asetettujen vaatimuksien eroja. Useamman

jarrulevyn sijoittaminen yhdelle akselille sekä jarrulevyn optimointi konvektion avulla tapahtuvaa lämmönpoistoa ajatellen pienentävät yksittäiselle jarrupalalle kohdistuvia lämpörasituksia. Tämän lisäksi jarrulevyn kiskopyörää huomattavasti pienempi halkaisija madaltaa kitkapintojen välistä nopeuseroa, jolloin nopeuseron kitkakerrointa pienentävä vaikutus ei tule rajoittavaksi tekijäksi jarrusuorituskyvyn kannalta kuin vasta hyvin korkeissa nopeuksissa. Toisaalta saman jarruvoiman aikaansaamiseksi joudutaan tuottamaan suurempi kitkavoima jarrupalan teholliselle jarrutussäteelle, jolloin jarrupalojen pintapaineet kasvavat. Lisäämällä jarrusatuloiden ja tarvittaessa myös jarrulevyjen määrää tai suurentamalla jarrupalojen kitkapinta-alaa päästään yksittäisen palan pintapaineessa jälleen kohtuulliselle tasolle.

Esitettyjen syiden takia jarrupalojen kitkamateriaaleja on nykyäänkin käytössä useita erilaisia. Kitkamateriaalissa käytettävän matriisin mukaan nämä voidaan lajitella kolmeen eri luokkaan; metallisiin, puolimetallisiin ja epämetallisiin (Xiao et al., 2016). Metallimatriisiset kitkamateriaalit voidaan jaotella valmistusmenetelmän mukaan edelleen valettuihin ja jauhemetallurgisesti valmistettuihin. Valumetalliset jarrupalat kärsivät samoista ongelmista kuin tönkkäjarrujen valurautaiset jarruanturat koska niiden tuottama kitkavoima heikkenee nopeasti lämpötilan ja kitkapintojen nopeuseron kasvaessa. Tämän takia niitä ei ole juurikaan käytössä.

Jauhemetallurgiset jarrupalat ovat joko rauta- tai kuparipohjaisia tai näiden kahden sekoituksia. Jauhemuodossa olevaan metalliin lisätään tavallisesti kitkalisäaineita ennen sintrausta haluttujen kitkaominaisuuksien saavuttamiseksi. Rautapohjaisten palojen etuja ovat lujuusominaisuudet suurissa lämpötiloissa, korkea kovuus sekä suuri stabiilius korkeissa lämpötiloissa. Kuparipohjaisilla paloilla saavutetaan pienempi mutta tasaisempi kitkakerroin pintojen välille. Kuparin etuja ovat myös suurempi lämmönjohtavuus ja kulumisenkesto. Molempien materiaalien parhaat ominaisuudet saadaan yhdistettyä käyttämällä näiden kahden perusmateriaalin seosta (Xiao et al., 2016).

Puolimetallimatriisiset kitkamateriaalit koostuvat metallikuiduista, keraamisista kuiduista sekä kupari- tai rautajauheesta. Näiden materiaalien etuja ovat hyvä lämmönkesto sekä hyvät kitkaominaisuudet. Niiden käyttöä rajoittavat meluisuus, kitkamateriaalin korroosio sekä jarrulevyn kulumisen. Puolimetallisia kitkamateriaaleja käytetään yleisesti katuautoissa ja moottoripyörissä (Xiao et al., 2016).

Epämetallisten kitkamateriaalien sideaineina käytetään hartseja ja kumia. Sideaineen lujittamiseen käytetään joko orgaanisia kuituja kuten aramidi- tai hiilikuitua tai vaihtoehtoisesti epäorgaanisia materiaaleja kuten lasia. Epämetallisten kitkamateriaalien joukkoon kuuluu myös hiili-hiilikomposiittimateriaali sekä keraamimatriisikomposiitit. Hiili-hiilikomposiittikitkamateriaalia käytetään suuren lujuuden, lämmönkeston ja kulumiskestävyysden takia esimerkiksi kilpa-autoissa ja lentokoneissa (Xiao et al., 2016).

Yleisesti käytössä olevat jarrupalat voidaan jakaa kahteen luokkaan, orgaanisiin ja jauhemetallurgisiin jarrupaloihin (Xiao et al., 2016). Jauhemetallurgisten jarrupalojen kitkamateriaali sisältää matriisiaineen, matriisin lujiteaineen, kitkaa kasvattavia lisäaineita sekä voitelevia lisäaineita. Kitkaa kasvattavina lisäaineina toimivat yleensä metalliset- tai epämetalliset oksidit tai karbidit. Esimerkiksi pii- tai alumiinioksidia voidaan käyttää lisäaineena kitkakertoimen kasvattamiseksi. Voitelevana lisäaineena voidaan käyttää esimerkiksi molybdeenisulfidia. Voitelevilla lisäaineilla tavoitellaan kitkamateriaalin kulutuksenkeston kasvattamista.

Orgaanisten kitkamateriaalien perusaineena on ns. sidosaine, jonka tehtävänä on sitoa kitkaominaisuuksien kannalta kriittiset materiaalikomponentit toisiinsa. Sidosaineen tärkeimmät ominaisuudet ovat hyvä muovattavuus ja korkea lämmönkestokyky. Verrattain pehmeään sidosaineen joukkoon lisätään lujitekuituja parantamaan seoksen lujuutta sekä kitkaominaisuuksia. Lujitekuidut voivat olla metalli-, lasi- tai hiilikuituja tai orgaanisia kuituja kuten aramidi tai puuvilla. Jotta kitkamateriaaliseoksen kitka- ja kulumisominaisuudet saadaan halutuiksi, käytetään myös orgaanisessa seoksessa yleensä erillisiä kitkalisäaineita. Voitelevana lisäaineena voidaan käyttää esimerkiksi grafiittia ja kitkaa kasvattavina lisäaineina esimerkiksi metallisulfideja. Edellä mainittujen lisäksi orgaanisissa kitkamateriaaleissa käytetään myös erillisiä täyteaineita valmistettavuuden parantamiseksi ja kitkamateriaalikustannuksien pienentämiseksi. Oikein valituilla täyteaineilla voidaan myös esimerkiksi pienentää jarrupalojen meluisuutta. Täyteaineina voidaan käyttää vermikuliittia, micaa tai bariumsulfaattia (Xiao et al., 2016). Ympäristöystävällisten, jätteestä valmistettujen täyteaineiden käyttöä on tutkittu myös laajasti ja esimerkiksi hienoksi jauhettua sahanpurua ja kookospähkinän kuorta on käytetty seoksissa täyteaineena menestyksekkäästi (Lawal et al., 2017).

3.2.3 Jarrupalan tuottamaan kitkavoimaan vaikuttavat mekanismit

Levyjarrun tuottaman kitkavoiman syntymismekanismi voidaan purkaa useisiin eri mikromekanismeihin. Suurin vaikutus jarrupalan ja jarrulevyn väliseen kitkakertoimeen on niin kutsutulla kitkakalvolla. Kitkakalvo on pintojen välisessä liukumisessa niiden väliin syntyvä kolmas kappale. Kalvo syntyy, kun kitkamateriaalia huomattavasti kovempi jarrulevy irrottaa materiaalia jarrupalasta. Osa irtoavasta materiaalista poistuu suoraan kitkapintojen välistä. Kitkapintojen väliin jäävä irronnut materiaali jauhautuu pieniksi partikkeleiksi ja muodostaa kitkakalvon. Kitkakalvosta voidaan partikkelien koostumuksen perusteella erottaa kahdenlaisia alueita; epätiiviitä raemaisia sekä tiiviitä hienorakeisempi kalvoalueita (Xiao et al., 2016).

Epätiivis raemainen alue syntyy jarrutuksen alussa, kun kitkamateriaalissa olevat sidosainetta kovemmat kuidut ovat kontaktissa jarrulevyn kanssa. Jarrulevyn pinnalla liukuessaan kuituihin kohdistuu leikkaavia kuormituksia, jotka aikaansaavat muodonmuutoksia kuitumateriaalissa. Kuormituksen kasvaessa rupeaa materiaalista irtoamaan partikkeleita. Osa partikkeleista poistuu kitkapintojen välistä suoraan, osa jää kitkapintojen väliin joko alkuperäisen kuidun lähistölle tai vähän matkaa kitkapintojen välissä kulkeuduttuaan törmää toisen kuidun muodostamaan irronneiden partikkelien alueeseen. Kuitupartikkelien muodostamaa kontaktialuetta kutsutaan ensisijaiseksi kontaktialueeksi (Xiao et al., 2016).

Tiivis ja hienorakeisempi kontaktialue syntyy, kun normaalivoiman ja lämpökuorman kasvaessa epätiiviltä raemaisilta alueilta irtoaa partikkeleita. Kitkapintojen välissä kulkeutuessaan partikkelit jauhautuvat raekooltaan pienemmiksi. Näiden hienorakeisten partikkelien luomaa aluetta kutsutaan toissijaiseksi kontaktialueeksi. Toissijaiset kontaktialueet kertyvät pääosin kitkapinnalla liukusuuntaan nähden ensisijaisen kontaktialueiden taakse. Mikäli lämpötila pinnalla kasvaa hyvin korkeaksi voivat toissijaisen kontaktialueen partikkelit hitsautua toisiinsa. Pinta-alaltaan toissijainen kontaktialue muodostaa suurimman osan jarrupalan kitkapinnasta jarrutuksen aikana, joten sen vaikutus kitkapintaparin muodostamaan kitkakertoimeen on suuri (Xiao et al., 2016).

Kitkapintojen välissä esiintyy myös muita kitkakertoimeen vaikuttavia kalvotyypppejä. Jarrutuksessa syntyvät korkeat pintalämpötilat saavat pintamateriaalit reagoimaan kiivaasti hapen kanssa, jolloin pintaan syntyy kova ja hauras oksidikalvo. Oksidikalvo

halkeaa helposti irti liuskoina kitkamateriaalin pinnasta, mikäli ero oksidien ja kitkamateriaalin matriisin kovuudessa on suuri. Irrotessaan oksidikalvon partikkelit hioutuvat pieniksi ja kulkeutuvat osaksi kitkakalvoa. Kitkapinnalla pysyessään oksidikalvolla on kitkakerrointa pienentävä ja kitkamateriaalin kulumisenkestoa parantava vaikutus (Xiao et al., 2016).

Kitkamateriaalin lämpötilan kasvaessa kitkamateriaalista voi vapautua siihen sitoutuneita kaasuja. Kaasuja voi vapautua myös materiaalin lämmöstä johtuvan hajoamisen seurauksena. Vapautuneet kaasut muodostavat kitkamateriaalien välille kaasutyyny. Muodostunut kaasutyyny toimii voiteluaineen tavoin pienentäen kitkapinnan kulumista. Kaasutyynyn paine muodostaa myös vastavoiman kitkapinnan normaalivoimalle, jolloin efektiivinen kitkakerroin kitkapintaparissa pienenee. Pintojen välinen kaasutyyny voi myös aiheuttaa kitkakalvon nopeaa paikoittaista kulumista kavitaation takia, jolloin myös itse kitkapinnan kuluminen voi kiihtyä. Aikaisempien lisäksi kitkamateriaalista vapautuvat kaasut voivat kitkapinnan korkeissa lämpötiloissa reagoida kitkakalvossa mahdollisesti olevien metallioksidien kanssa. Tällöin pintaan muodostuu puhtaasta metallista koostuva kerros. Jos muodostuvan metallikerroksen ja jarrulevyn pinnan välinen adheesio on lujempi kuin metallikerroksen ja kitkakalvon välinen adheesio, voi metallikalvo tarttua kiinni jarrulevyyn ja repäistä kitkakalvoa sekä jarrupalan kitkamateriaalia mukanaan. Tällöin aiheutuu lisääntyntä kulumista kitkamateriaalin pinnassa (Xiao et al., 2016).

Todella korkeissa pintalämpötiloissa voi kitkapinnalle muodostua nestemäinen voiteleva kalvo. Kalvo syntyy, kun lämpöhajoamisen seurauksena kitkamateriaalin orgaaninen materiaali hajoaa nesteeksi ja nousee pintaan. Kitkakerroin pienenee tällöin radikaalisti kitkaparin vaihtuessa kuivasta märäksi. Jarrutuksen jatkuessa lämpötila jatkaa nousuaan, jolloin voitelukalvosta pois kulkeutuva neste korvautuu uudella. Ilmiötä pidetään syynä katastrofaaliseen kitkakertoimen romahtamiseen, joka voi esiintyä suurilla kuormilla suoritettussa hätäjarrutuksessa (Xiao et al., 2016).

Edellä mainittujen ilmiöiden takia kitkamateriaalin fyysisillä, kemiallisilla ja mekaanisilla ominaisuuksilla on suuri vaikutus kahden pinnan välisen kitkavoiman muodostumisessa. Luotettavan ja ennustettavan kitkatapahtuman muodostamiseksi pitää kuitenkin tiedostaa myös muut kitkavoiman suuruuteen ja kitkamateriaalin kulumiseen vaikuttavat tekijät. Kuten tönkkäjarrumekanismeja käsittelevässä luvussa sivuttiin,

kitkapintapariin kohdistuvat fysikaaliset tekijät vaikuttavat sekä pintaparin väliseen efektiiviseen kitkakertoimeen että kitkamateriaalin kulumiseen. Merkittäviä olosuhdetekijöitä ovat pintojen välinen normaalivoima, jarrutuksen aloitusnopeus, jarrutuksen kesto sekä lämpötilan kasvu kitkapinnoilla jarrutuksen edetessä. Kitkavoimiin ja kulumiseen vaikuttavat myös ympäristö tekijät kuten ympäristön lämpötila, ilmankosteus sekä jarrulaitteiden ohi virtaava ilmavirta. Kappaleiden pintaominaisuuksilla ja rakenteella on myös vaikutus kitkatapahtumaan esimerkiksi pinnankarheuksien ja kitkapinnan koon ja muodon kautta.

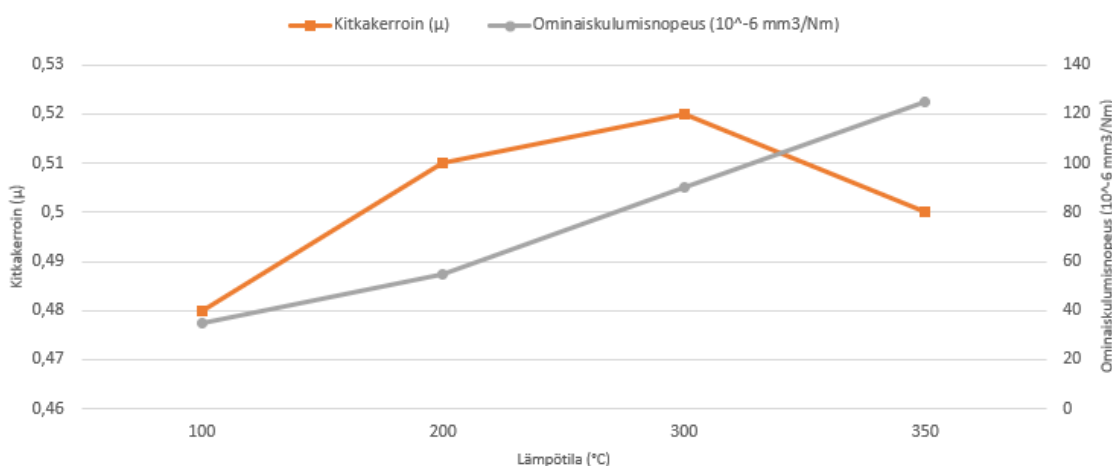
3.2.4 Jarrupalan ja jarrulevyn väliseen kitkakertoimeen vaikuttavat tekijät

Kitkapintaparin fysikaalista tilaa pidetään yhtenä tärkeimmistä kitkatapahtumaan vaikuttavista tekijöistä. Tämän takia lämpötilan, pintapaineen ja liukunopeuden vaikutuksen selvittämiseen on käytetty resursseja ja tutkimuksissa saaduista tuloksista on julkaistu lukuisia raportteja. Xiao et al. (2016) tuovat raportissaan esille aikaisempia tutkimustuloksia kitkapinnan lämpötilan ja pintapaineen sekä jarrutuksen aloitusnopeuden vaikutuksesta pintojen väliseen kitkakertoimeen sekä kitkamateriaalin kulumiseen. Lisäksi tutkimuksessa verrataan jauhemetallurgisilla ja orgaanisilla kitkamateriaaleilla suoritettujen kokeiden tuloksia kitkamateriaalityypeille ominaisen käytöksen selvittämiseksi.

Kitkapintojen lämpötilan vaikutusta tutkineiden tutkimuksien perusteella orgaanisilla kitkamateriaaleilla on tunnistettavissa kolme eri vaihetta kitkanmuodostuksessa (Xiao et al., 2016). Alhaisilla lämpötiloilla kitkapinnan lujiteaineiden muodostamat kovat kontaktialueet ja pienikokoinen kitkapintojen väliin jäänyt irtopartikkeliaines muodostaa pintojen välisen kitkapinnan. Kun lämpötila kasvaa, kitkamateriaalin sidosaine pehmenee ja lujitemateriaalin ja sidosaineen väliset sidokset heikkenevät. Lujiteainetta irtoaa tällöin kitkamateriaalista ja irronneet partikkelit alkavat muodostaa kitkakalvon ensisijaisia kontaktialueita. Partikkelien edelleen kulkeutuessa kitkapintojen välissä muodostuu myös toissijaisia kontaktialueita. Lämpötilan edelleen kasvaessa alkaa kitkakalvoon syntyä muodonmuutoksia ja halkeamia. Kitkakalvosta irtoavat palaset kulkeutuvat kitkapintojen välistä pois heikentäen pintojen välistä kitkakerrointa ja kiihdyttäen kitkamateriaalin kulumista. Myös värähtelyjä ja melua voi syntyä. Mikäli kontaktipintojen lämpötiloja kasvatetaan edelleen alkaa orgaaninen sidosaine ja lisäaineet hajota lämpötilan vaikutuksesta. Materiaalien mekaanisten ominaisuuksien heikkeneminen aiheuttaa kitkapintaparin välisen kitkanmuodostuksen heikkenemisen

sekä kitkamateriaalin kulumisen kiihtymisen. Hajoava orgaaninen materiaali voi myös vapauttaa kaasuja kitkapintojen väliin muodostaen pintojen väliin kitkakerrointa pienentävän kaasutyynyn.

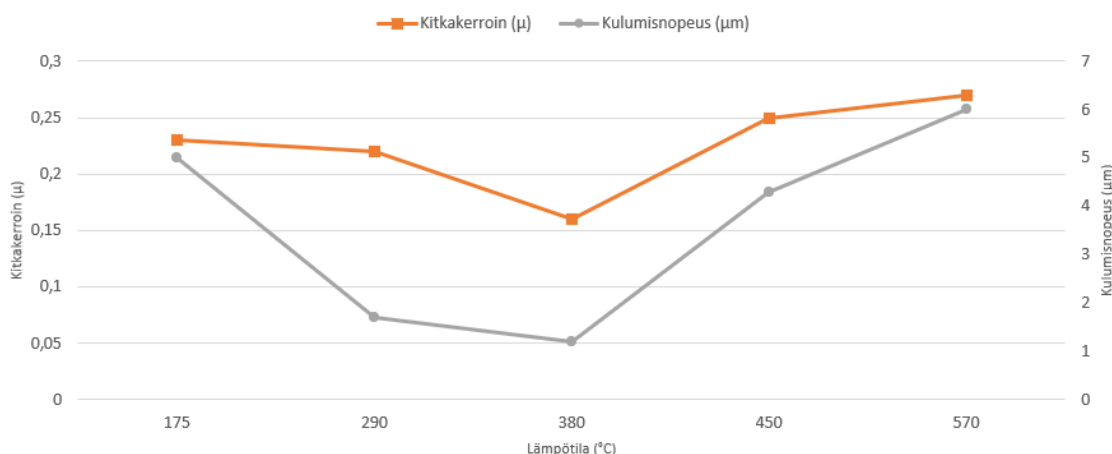
Öztürk et al. (2014) selvittivät työssään kokeellisesti lämpötilannousun vaikutusta pintojen väliseen kitkakertoimeen sekä kitkamateriaalin kulumiseen orgaanisissa kitkamateriaaleissa. Matalissa lämpötiloissa ($<300^{\circ}\text{C}$) sekä kitkakerroin että ominaiskulumisnopeus kasvavat lämpötilan kasvaessa. Lämpötilan ylittäessä 300°C ominaiskulumisnopeus jatkaa edelleen kasvuaan mutta kitkakerroin lähtee jyrkkään laskuun. Kuvassa 11 on esitetty tutkimuksessa määritetty ominaiskulumisnopeus ja kitkakerroin lämpötilan funktiona teräsvillakuiduilla lujitetulle orgaaniselle kitkamateriaalille.



Kuva 11. Lämpötilan vaikutus kitkakertoimeen ja ominaiskulumisnopeuteen teräsvillakuiduilla lujitetulla orgaanisella kitkamateriaalilla Öztürk et al. (2014) tutkimuksen mukaan.

Chen et al. (2004) tutkimuksessa perehdyttiin rautapohjaisen jauhemetallurgisen kitkamateriaalin käyttäytymiseen lämpötilan kasvaessa. Tutkimuksen tuloksissa esitetään kolme eri lämpötila-alueilla esiintyvää mikrokontaktitilaa, jotka selittävät saadut muutokset kitkakertoimen ja kulumisnopeuden arvoissa. Matalilla lämpötiloilla kitkapintojen epätasaisuudet muodostavat mekaanisia kontakteja ja törmäyksiä, joiden seurauksena kitkapintojen väliin joutuu pinnoista irtoavia partikkeleita. Pintojen välissä jauhautuvat kovat ja karkeat partikkelit aiheuttavat suuren kitkan pintojen välille. Partikkelien irtoamisen seurauksena kulumisnopeus on suurta. Lämpötilan noustessa kitkamateriaalin pintaan alkaa muodostua kova oksidikalvo. Kova oksidikalvo suojaa kitkamateriaalin pintaa kontakteilta jarrulevyn pehmentyneitä epätasaisuuksia vasten,

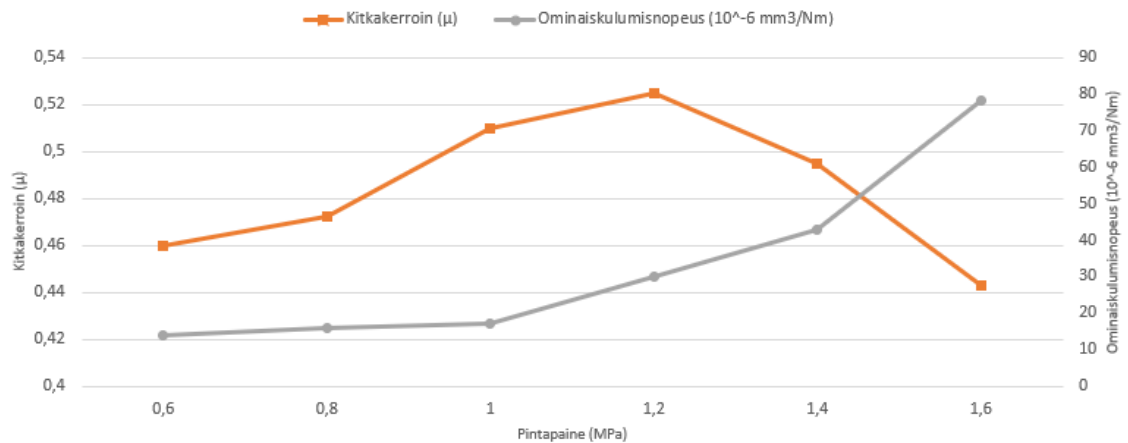
jolloin sekä kulumisnopeus että kitkakerroin kitkaparissa pienenee. Mikäli pintojen lämpötila kasvaa tästä vielä entisestään alkaa paksuuntunut oksidikerros halkeilla ja irrota hajoten koviksi kitkapintojen väliin jääviksi partikkeleiksi. Tällöin pintojen väliin muodostuva kitkakerroin alkaa taas kasvaa samoin kuin kitkamateriaalin kuluminen. Edellä esitetyt lämpötilakäyttäytymisen vaiheet näkyvät tutkimustuloksista piirretyistä kuvaajista (kuva 12). Tuloksissa huomattavaa on kitkakertoimen suuri vaihteluväli orgaaniseen materiaaliin verrattuna.



Kuva 12. Lämpötilan vaikutus kitkakertoimeen ja kulumisnopeuteen rautapohjaisella metallimatriisikitkamateriaalilla Chen et al. (2004) tutkimuksen mukaan.

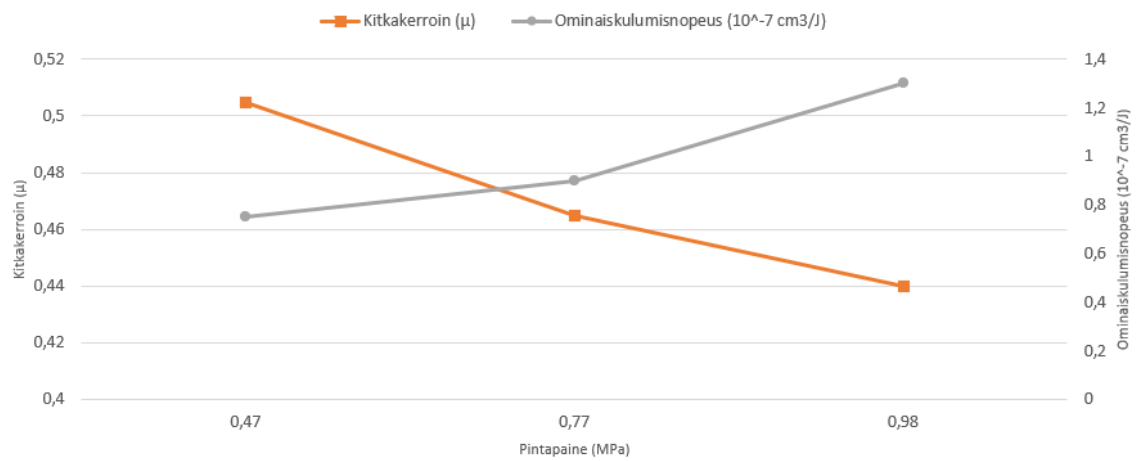
Pintapaineen vaikutus pintojen väliseen kitkakertoimeen ja kulumiseen voidaan jakaa eri tekijöihin (Xiao et al., 2016). Kitkamateriaalin elastisuus aiheuttaa sen, että normaalivoiman kasvattaminen lisää kitkapinnan tehollista kitkapinta-alaa. Pintapaineen muuttuminen vaikuttaa myös pintojen väliin syntyvien kitkakalvojen muodostumiseen. Lisäksi muuttuva pintapaine vaikuttaa kitkamateriaalin pinnan kulumismekanismiin. Pienellä pintapaineella suoritettussa jarrutuksessa ei synny kitkapintojen välistä kitkakalvoa. Kun pintapainetta nostetaan, pinnan kovat paikalliset kontaktipinnat deformatuivat ja niistä irtoaa partikkeleita. Partikkelit jäävät kitkapintojen väliin ja muodostavat ensin ensisijaisia ja paineen noustessa edelleen myös toissijaisia kontaktialueita. Muodostuneet kontaktialueet kasvattavat kitkapinta-alaa pintojen välillä, jolloin pintojen välinen kitkakerroin kasvaa. Kun pintapaine kasvaa suureksi alkavat syntyneet kontaktialueet yhdistyä tiiviiksi kerrokseksi kitkapinnalla. Muodostunut hienorakeinen ja sileäpintainen kalvo vähentää pintojen epätasaisuuksien välisiä kontakteja, jolloin kitkakerroin pintojen välillä pienenee. Mikäli pintapainetta vielä kasvatetaan, saavutetaan ainoastaan kitkapintojen lämpötilan nopea nousu, jolloin

kitkamateriaalin pinnalla alkaa esiintyä oksidoitumista ja kitkamateriaalin lämpöhajoamista (Xiao et al., 2016). Edellä kuvatut vaiheet ovat havaittavissa Bao et al. (2012) suorittamien kokeiden tuloksista piirrettyissä ominaiskulumisnopeuden ja keskimääräisen kitkakertoimen kuvaajissa (kuva 13). Kokeissa suoritettiin jarrutuksia eri pintapaineen arvoilla käyttäen kitkamateriaalina aramidi- ja lasikuitulujitettua orgaanista kitkamateriaalia.



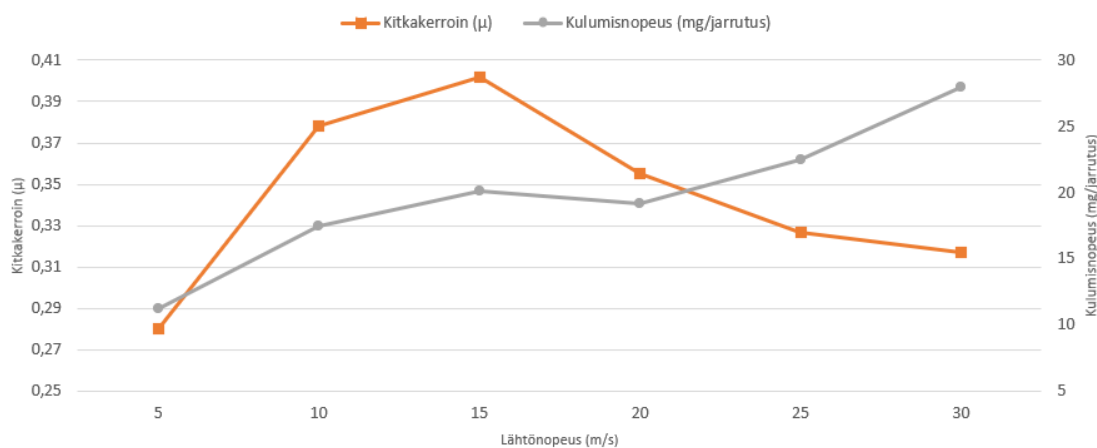
Kuva 13. Pintapaineen vaikutus kitkakertoimeen ja ominaiskulumisnopeuteen aramidi- ja lasikuitulujitetulla orgaanisella kitkamateriaalilla Bao et al. (2012) tutkimuksen mukaan.

Xiao et al. (2016) esittävät työssään myös Wang et al. (2008) suorittamat jarrutuskokeet jauhemetallurgiselle kitkamateriaalille. Tutkimuksen tulokset eivät ole täysin vertailukelpoisia orgaaniselle kitkamateriaalille suoritettujen tutkimusten tuloksien kanssa, sillä keskimääräinen kitkakerroin kullekin pintapaineelle määritettiin vakionopeudella pyörivää jarrulevyä vasten painetun kitkapalan normaalivoimaa moduloimalla erillisten jarrutustilanteiden simuloinnin sijaan. Tuloksista (kuva 14) havaitaan, että suurin kitkakertoimen arvo ja pienin kitkamateriaalin kulumisen saavutetaan pienellä pintapaineella. Pintapaineen kasvaessa kulumisnopeus kasvaa tasaisesti kitkakertoimen laskiessa. Wang et al. (2008) esittävät teorian, jonka mukaan pienen jarrupaineen aiheuttama lämpötilan nousu kitkamateriaalissa kasvattaa kitkamateriaalin lämpötilaa ainoastaan vähän, jolloin vaikutus kitkamateriaalin mekaanisiin ominaisuuksiin on pieni. Pintapainetta kasvatettaessa alkaa kitkapinnan ja kitkamateriaalin lämpötila nousta, jolloin materiaalin mekaanisten ominaisuuksien heikkeneminen aiheuttaa sekä kitkakertoimen pienenemisen että kulumisnopeuden kasvamisen.



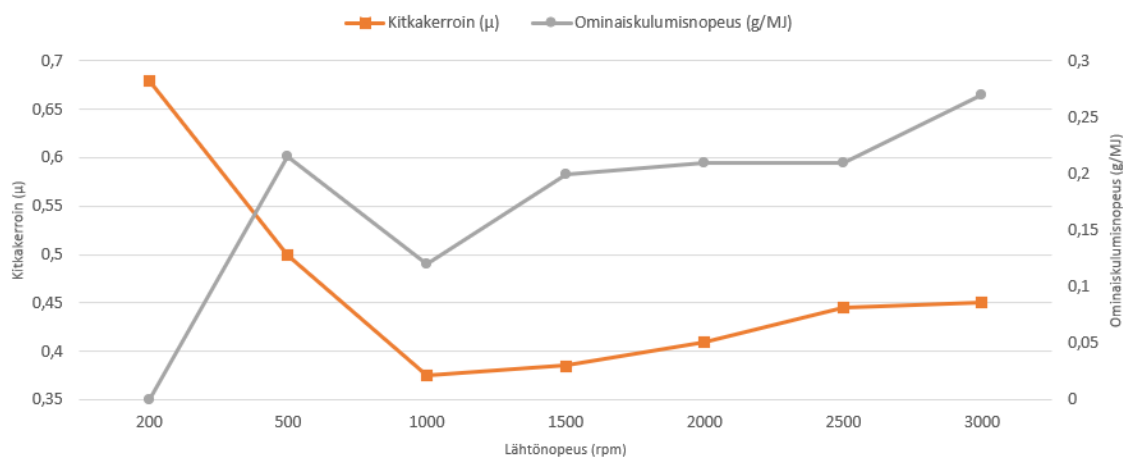
Kuva 14. Pintapaineen vaikutus kitkakertoimeen ja ominaiskulumisnopeuteen kuparipohjaisella metallimatriisikitkamateriaalilla Wang et al. (2008) tutkimuksen mukaan.

Jarrutuksen lähtönopeuden vaikutusta kitkakertoimeen ja kitkamateriaalin kulumiseen on tutkittu myös laajasti. Xiao et al. (2016) tuovat raportissaan esille Deng et al. (2010) tutkimuksen, jossa tutkittiin jarrutuksen aloitusnopeuden vaikutusta hiili-hiili-piikarbidikomposiittikitkamateriaalin tapauksessa. Tutkimustuloksien perusteella lähtönopeuden vaikutus kitkakertoimeen ja kulumiseen vastaa kitkapinnan lämpötilan vaikutusta. Pienillä alkuliukunopeuksilla kitkakerroin sekä kulumisnopeus ovat matalimmillaan. Xiao et al. (2016) esittävät, että ilmiö johtuu kitkamateriaaliin sitoutuneen veden ja hapen aiheuttamasta voitelevasta vaikutuksesta. Alkunopeutta kasvatettaessa kitkakertoimen lämpeneminen lisääntyy, jolloin vesi poistuu kitkamateriaalista. Lämpötilan nousu lisää myös lujitekuitujen irtileikkautumista. Nämä kitkamateriaalista irronneet partikkelit muodostavat kitkapinnalle tehollista kitkapinta-alaa kasvattavan kitkakalvon. Edellä mainittujen tekijöiden ansiosta kitkakerroin sekä kulumisnopeus kasvavat. Kun lähtönopeutta kasvatetaan edelleen alkaa pintojen väliin muodostuva kitkakerroin laskea jyrkästi kitkamateriaalin matriisin lämpöhajoamisen alkaessa. Lämpöhajoamisen alkaessa kulumisnopeus pysyy vakiona mutta alkunopeutta edelleen kasvatettaessa alkaa myös kulumisen lisääntyä. Deng et al. (2010) tutkimuksen tulokset on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15. Jarrutuksen lähtönopeuden vaikutus keskimääräisen kitkakertoimeen ja kulumisnopeuteen hiili-hiili-pikarbidikomposiittikitkamateriaalilla Deng et al. (2010) tutkimuksen mukaan.

Myös Han et al. (2009) tutkimuksessa jauhemetallurgiselle kitkamateriaalille saadut tulokset kuvastavat lämpötilan vaikutusta vastaavassa kitkamateriaalissa (kuva 16). Alhaisella alkunopeudella kitkakerroin saa suurimman arvonsa ja kulumisnopeus pienimmän arvonsa. Pyörimisnopeuden kasvaessa kitkakerroin laskee jyrkästi. Kulumisnopeuden arvo kasvaa aluksi samassa suhteessa kitkakertoimen laskuun mutta vakiintuu sitten 500 rpm nopeudella saavutetulle tasolle. Kun alkunopeutta nostetaan yli 1000 rpm alkaa kitkakerroin hitaasti kivuta suuremmaksi kuitenkin pysähtyen lopulta vakioarvoon. Kulumisnopeus alkaa nousta uudelleen, kun alkunopeus on yli 2500 rpm. Raportissa esitetään tulosten selittyvän suurelta osin kitkakalvon koostumuksessa tapahtuvilla muutoksilla. Alhaisilla liukunopeuksilla pieni määrä karkeita kovia partikkeleita irtoaa kitkapinnasta muodostaen karkeita ensisijaisia kontaktialueita. Näiden epätasaisten alueiden ja jarrulevyn välille muodostuva kitka on hyvin suurta. Liukunopeuden kasvaessa nämä irronneet partikkelit jauhautuvat yhä pienemmiksi ja pakkautuvat tiiviimmäksi kalvoksi. Tiivis, yhtenäinen ja hienojakoinen kitkakalvo pintojen välillä pienentää pintojen välistä kitkaa.



Kuva 16. Jarrutuksen lähtönopeuden vaikutus keskimääräisen kitkakertoimeen ja ominaiskulumisnopeuteen jauhemetallurgisella kitkamateriaalilla Han et al. (2009) tutkimuksen mukaan.

Mainitut kitkakerroin-arvot ja olosuhderiippuvuudet pätevät luonnollisesti ainoastaan kyseisessä tutkimuksessa käytetylle kitkamateriaalille. Kitkamateriaalin komponentteja vaihtamalla ja niiden pitoisuuksia muuttamalla saadaan luotua haluttuun käyttötarkoitukseen sopiva kitkamateriaali. Tarkasteltujen tutkimustuloksien perusteella voidaan kuitenkin yleisesti ennustaa kahden yleisimmän jarrupaloissa käytettävän kitkamateriaalimatriisityypin eli jauhemetallurgisen ja orgaanisen kitkamateriaalin käyttäytyminen jarrutusolosuhteiden muuttuessa. Erityisen huomionarvoista on se, että molemmille kitkamateriaalityypeille on olemassa ns. heikkoja kohtia vastaavia olosuhdeparametrien arvoja. Näissä olosuhteissa saavutettava kitkakerroin putoaa merkittävästi kokeessa saavutettuun maksimiin verrattuna.

Orgaanisen kitkamateriaalin kohdalla lämpötilan ja pintapaineen vaikutus kitkakertoimeen oli tutkittujen raja-arvojen sisällä kohtalaisen pientä, 15 % tai vähemmän kun lämpötila-alueena oli 100–350°C ja pintapainealueena 0,1–1,6 MPa. Jarrutuksen aloitusnopeus nopeusalueella 5–30 m/s sen sijaan aiheutti maksimissaan 30 % muutoksen saavutettuun kitkakertoimen arvoon. Edelleen täytyy huomioida se, että jokaisessa eri olosuhdeparametrin vaikutusta tutkineessa kokeessa käytettiin eri kitkamateriaalia. On myös itsestään selvää, että esimerkiksi lämpötilan vaikutus olisi saatu hyvinkin suureksi kitkamateriaalin totaalisen lämpöhajoamisen seurauksena, mikäli kitkapinnan lämpötilaa olisi nostettu hyvin suureksi.

Jauhemetallurgisen kitkamateriaalin kitkaominaisuudet riippuvat tarkasteltujen tutkimustulosten perusteella vain vähän kitkapinnan pintapaineesta. Painealueella 0,5–

1,0 MPa suoritettun kokeen perusteella ero kitkakertoimessa oli suurimmillaan alle 13 % painealueen ääripäiden välillä. Lämpötilan ja jarrutuksen aloitusnopeuden vaikutus on sen sijaan tutkimusten perusteella huomattava. Lämpötila-alueella 150–600°C pienin kitkakertoimen arvo on 40 % pienempi kuin saavutettu maksimiarvo. Todellista käyttötilannetta ajatellen lämpötilariippuvuus aiheuttaa hankalasti ennustettavan käyttäytymisen, sillä kitkakertoimen pienin arvo saavutetaan tarkastelun kohteena olleen lämpötila-alueen puolella välissä, n. 375°C kohdalla. Myös jarrutuksen aloitusnopeuden vaikutus tarkastellulla jarrulevyn pyörimisnopeusvälillä 250–3000 rpm on maksimissaan n. 40 %. Alkunopeuden vaikutus kitkaominaisuuksiin on todellisen jarrutustilanteen ennustettavuuden kannalta helpompi kuin lämpötilan, sillä kitkakerroin saa suurimman arvonsa hyvin alhaisella nopeudella ja laskee sieltä nopeasti pienimpään arvoonsa. Tämän jälkeen nopeuden noustessa kitkakertoimen kasvu on pientä ja lineaarista.

Kitkamateriaalien kitkaominaisuuksien suuri riippuvuus olosuhteista aiheuttaa sen, että kiskokaluston jarrupalojen tulee olla hyväksytty määrätyn kolmannen tahon toimesta ennen niiden käyttöönottoa. Jarrupalojen kohdalla yleisesti käytetty kansainvälinen standardi on UIC 541-3. Euroopassa on kehitteillä korvaava EN-standardi 15328 jarrupalojen käyttöön hyväksymistä koskien mutta sen käyttöönottoa joudutaan vielä odottamaan. Kansainvälisen rautatieunionin UIC:n määräyskokoelma 541-3 määrittää vaatimukset sekä koelaitteistolle että testattavan jarrupalan suorituskyyvylle. Jarrupala voidaan hyväksyä käyttöön ainoastaan, jos sen suorituskyyky on todistettu UIC:n hyväksymällä koelaitteistolla. Ajantasaiset listat eri käyttöön hyväksytyistä jarrupalamalleista sekä testauskäyttöön hyväksytyistä koelaitteistoista löytyvät UIC:n verkkosivuilta.

3.2.5 Kiskokaluston jarrupalojen suorituskyykyvaatimukset

UIC 541-3 määrittää jarrupalan testaukseen käytettävän testausprotokollan jarrupalaa käyttävän ajoneuvotyypin, ajoneuvon maksiminopeuden (ja korkeissa nopeuksissa myös maksimiliike-energian) sekä jarrupalan materiaalin mukaan. Lisäksi on olemassa erillinen testausprotokolla äärimmäisissä talviolosuhteissa käytettäville jarrupaloille. Yksi testausprotokolla koostuu kahdesta tai useammasta testausohjelmasta. Testausohjelmissa suoritetaan kymmeniä koejarrutuksia, joissa muuttuvia parametrejä ovat jarrupalaan kohdistuva normaalivoima, kitkapinnan lämpötila ennen jarrutusta sekä jarrutuksen aloitusnopeus. Näillä muuttujilla pyritään huomioimaan tutkimuksissa

merkittäväksi todettu kitkamateriaalin kitkaominaisuuksien riippuvuus pintapaineesta, kitkapinnan lämpötilasta sekä jarrutuksen alkunopeudesta.

Jarrupalan suorituskyyvylle annetaan säännöstössä sekä yleisiä että koejärjestelykohtaisia vaatimuksia. Suorituskyyvyn mittarina käytetään sekä hetkellistä että jarrutustapahtuman keskimääräistä kitkakerrointa. Hetkellinen kitkakerroin määritellään säännöstössä siten, että

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b}, \quad (26)$$

missä F_t on kitkapinnan keskisäteelle r_s tuotettu jarruttava tangentialivoima [N]
ja F_b on kitkapintojen kokonaisnormaalivoima [N].

Keskimääräinen jarrutuksen kitkakerroin lasketaan UIC 541-3 mukaan siten, että

$$\mu_m = \frac{1}{s_2} * \int_0^{s_2} \mu_a ds, \quad (27)$$

missä s_2 on jarrutusmatka pysähdykseen mitattuna siitä hetkestä, kun jarrupalojen normaalivoima on 95 % nimellisestä normaalivoimasta [m].

Yleisinä vaatimuksina annetaan, että jarrupalan sisäänajon aikaisissa jarrutuksissa hetkellisen tai keskimääräisen kitkakertoimen arvo ei saa poiketa yli 15 % sisäänajetuilla jarrupaloilla samoissa jarrutusolosuhteissa saavutetuista arvoista. Märkäjarrutusta simuloivalla testiohjelmalla suurimmalla jarrupalan normaalivoimalla saatu keskimääräinen kitkakerroin ei myöskään saa poiketa yli 15 % kuivassa tilanteessa saavutetuista arvoista. Pienemmillä normaalivoimilla suoritettujen märkäjarrutusten keskimääräinen kitkakerroin ei saa ylittää arvoa 0,25. Talviolosuhteita simuloivalla testiohjelmalla korkeimmalla normaalivoimalla saatu keskimääräinen kitkakerroin ei puolestaan saa olla alle 0,15 kun muilla normaalivoimilla samoissa olosuhteissa raja on 0,1. 15 prosentin maksimipoikkeamaa keskimääräiselle kitkakertoimelle sovelletaan myös korkealla alkulämpötilalla ($>139^{\circ}\text{C}$) suoritetuissa koejarrutuksissa. Vertailukohtana käytetään $<61^{\circ}\text{C}$ kitkapinnan lämpötilalla alkanutta jarrutusta. Jarrupalan lämmönkesto mitataan myös jatkuvalla 43 kW jarrutusteholla suoritettavalla jarrutuksella. 2 minuutin jarrutuksen jälkeen hetkellisen kitkakertoimen tulee pysyä välillä 0,25–0,40 ja koko jarrutuksen aikana välillä 0,25–0,50 maksimipoikkeaman ollessa 15 %. Lisäksi hetkellisessä kitkakertoimessa ei saa esiintyä äkillisiä muutoksia

jarrutuksen aikana ja yhden minuutin aikana kitkakerroin saa muuttua maksimissaan arvon 0,05 verran. Lämmöntuoton osalta vaaditaan, että kitkamateriaali ei saa tuottaa lämmön aiheuttamia vaurioita jarrulevyyn. Kitkamateriaalin tulee kestää koejarrutukset ilman että sen pinta palaa tai sulaa tai että se kuluu erityisen nopeasti. Orgaanisen kitkamateriaalin tulee kestää 400°C lämpötila kitkaominaisuuksien heikkenemättä. Sintrattujen metallisten jarrupalojen vastaava raja on 550°C.

Testausprotokollat muodostavat testausohjelmat pitävät sisällään vähintään useita kymmeniä ja korkeintaan päälle 100 koejarrutusta. Testausohjelma alkaa aina jarrupalojen sisäänajojarrutuksilla, jotka suoritetaan 120 km/h nopeudesta korkealla normaalivoiman arvolla. Sisäänajojarrutukset voidaan lopettaa, kun jarrupalan kitkapinta-alasta haluttu määrä on muodostanut kontaktipinnan vastinpinnan kanssa. Testiohjelmasta riippuen tämä prosenttiosuus on 70 tai 85 %. Sisäänajojarrutuksien jälkeen suoritetaan useita jarrutuksia eri lähtönopeuksilla nousten 30–40 km/h askelin kohti kyseisen testiohjelman maksiminopeutta. Koejarrutukset käyttäen myös kaikkia tarkasteltavia normaalivoiman arvoja. Näiden perusjarrutusten välillä annetaan kitkapintojen lämpötilan laskea alas, n. 60°C lämpötilaan. Perusjarrutusten jälkeen suoritetaan useimmissa ohjelmissa jarrutuksia korotetulla kitkapinnan lähtölämpötilalla. Lähtölämpötilaa kontrolloidaan jarrutusten välistä aikaa muuttamalla. Korotettujen lämpötilojen jarrutusten jälkeen suoritetaan stabilointijarrutuksia ennen jatkuvien jarrutuksien suorittamista. Jatkuvilla jarrutuksilla simuloidaan nopeuden kontrollointia jarruilla pitkässä alamäessä. Alamäkisimulaatioita suoritetaan usealla eri jarrutusteholla eri pituisina jarrutuksina. Näiden jälkeen suoritetaan taas stabilointijarrutuksia, jonka jälkeen kitkapinnan kastelu kytketään päälle ja suoritetaan märän kitkapinnan koejarrutukset. Märkäkokeiden jälkeen suoritetaan taas useita stabilointijarrutuksia. Huonontuneiden olosuhteiden testiohjelmissa rakenne on erilainen, sillä nämä keskittyvät kitkaporin märkäominaisuuksien testaamiseen. Normaaliohjelmissa oleellista on myös jarrupalojen painon mittaaminen määrävälein. Näin pyritään selvittämään jarrupalojen ominaiskulumisnopeus eri jarrutusolosuhteissa.

Testausohjelmakohtaiset vaatimukset esitetään säännöstössä kitkakerroinkäytävinä sekä kulumisnopeudelle asetettuna maksimiarvona. Kitkakerroinkäytävä on nopeus-kitkakerroin-koordinaatistoon piirrettyjen kitkakertoimen ylemmän ja alemman raja-arvon väliin jäävä sallittu vaihteluväli. Testausohjelmissa annetaan kitkakerroinkäytävät sekä hetkelliselle kitkakertoimelle hetkellisen nopeuden funktiona että jarrutuksen

keskimääräiselle kitkakertoimelle jarrutuksen alkunopeuden funktiona. Kulumisnopeuden sallitut arvot esitetään yksikössä cm^3/MJ ja niitä voidaan määrätä useita eri koejaksoille testausohjelman sisällä.

3.3 Sähködynaaminen jarru

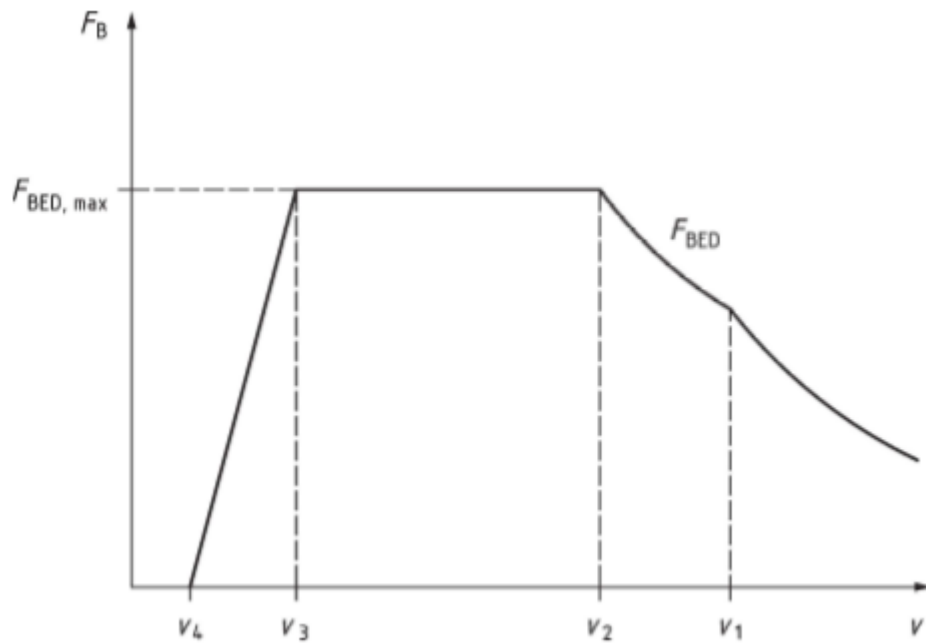
Sähködynaamisella jarrutuksella tarkoitetaan vaunun ajomoottoreilla suoritettavaa jarrutusta. Jarrutuksessa vaunun liike-energiaa muutetaan moottorien avulla sähköenergiaksi. Tuotettu sähköenergia voidaan johtaa edelleen erillisiin jarruvastuksiin, joissa tuotettu sähkövirta muuttuu lämmöksi. Tuotettua lämpöenergiaa voidaan käyttää vaunun lämmittämiseen johtamalla puhallinkanavasta tuleva ilma jarruvastuksien läpi, jolloin lämpöä konvektoituu vastuksista ohi virtaavaan ilmaan. Toinen tapa sähköenergian käsittelymiseen on johtaa se virroittimen avulla takaisin ajojohtimeen samalla linjalla energiaa kuluttava vaunun tarpeisiin. Jos johtimessa ei ole hetkellistä kuormaa, johon tuotettu sähköenergia voitaisiin johtaa, täytyy se johtaa joko vaunun jarruvastuksiin tai rajoittaa sähködynaamisen jarrun tehoa. Nykyaikaisissa ajojohdinjärjestelmissä voi olla erillisiä vastuksia tai energiavarastoja sijoitettuna väliasemille ylimääräisen sähköenergian käsittelymiseksi. Yksi vaihtoehto sähköenergian käsittelymiseen on johtaa se muuntajan kautta takaisin yleiseen sähköverkkoon.

Sähkömoottorin tuottaman jarruvoiman laskemisessa tulee huomioida moottoriakselin ja pyöräkerran välisen välityksen välityssuhde sekä hyötysuhde. Pyörän kehälle tuotettuun jarruttavan voiman maksimiarvoon vaikuttaa myös pyörän vierintäsäde D . Jarruttavan voiman maksimi $F_{BED,max}$ voidaan laskea kaavalla (SFS-EN 14531-1:2015)

$$F_{BED,max} = T_B * \frac{i_{tra}}{\eta_{tra}} * \frac{2}{D}, \quad (28)$$

missä T_B on moottorimallille ominainen maksimijarruvääntömomentti [Nm],
 i_{tra} on moottoriakselin ja pyöräkerran välinen välityssuhde,
 η_{tra} on moottoriakselin ja pyöräkerran välinen hyötysuhde
ja D on kiskopyörän vierintäsäde [m].

Sähkömoottorin tuottama jarruvoima on voimakkaasti riippuvainen moottorin pyörimisnopeudesta ja näin ollen myös vaunun nopeudesta. Kuvassa 17 on esitetty EN 14531-1 –standardin mukainen kuvaaja jarruvoiman kehityksestä nopeuden funktiona sähködynaamisessa jarrutuksessa.



Kuva 17. Jarrutusvoiman kehitys sähködynaamisella jarrulla nopeuden funktiona (SFS-EN 14531-1:2015).

Standardin mukainen jarruvoiman määrittäminen perustuu moottorimallin tuottamaan maksimijarrutusvoimaan $F_{BED, max}$ sekä eri nopeusalueille asetettuihin kertoimiin. Elektrodynaaminen jarruvoima F_{BED} eri nopeusalueilla määritellään siten, että

$$F_{BED} = F_{BED, max} * \frac{v - v_4}{v_3 - v_4}, \quad (29)$$

kun $v_4 \leq v < v_3$,

$$F_{BED} = F_{BED, max}, \quad (30)$$

kun $v_3 \leq v < v_2$,

$$F_{BED} = F_{BED, max} * \frac{v_2}{v}, \quad (31)$$

kun $v_2 \leq v < v_1$,

$$F_{BED} = F_{BED, max} * \frac{v_2 * v_1}{v^2}, \quad (32)$$

kun $v \geq v_1$

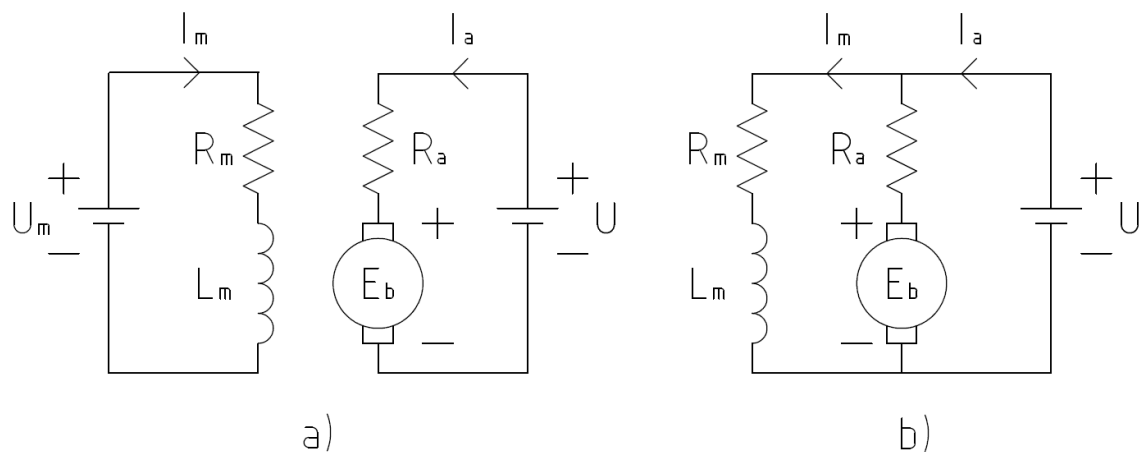
missä v_1, v_2, v_3, v_4 ovat moottorimallin karakteristiset nopeudet [m/s]

ja v on hetkellinen nopeus [m/s].

Yllä esitettyjä eri nopeusalueiden jarruvoimakertoimien kaavoja voidaan soveltaa eri ajomoottorityypeille määrittämällä käytettävät alueet ja karakteristiset nopeudet kyseisen moottorityypin ominaisuuksien mukaan. Jarrutusvoiman käyttäytyminen eri nopeusalueilla voidaan selittää moottorityypin yksinkertaistetusta piirikaaviosta johdetuista Kirchhoffin lakien mukaisista kaavoista. Tarkastellaan ensin tasavirtamoottorityyppejä ja niiden tuottamaan jarruttavaan momenttiin vaikuttavia tekijöitä.

3.3.1 Vierasmagnetoidun ja sivuvirtatyypisen tasavirtamoottorin toimintaperiaate

Kuvassa 18 on esitetty yksinkertaistetut piirikaaviot kahdelle tasavirtamoottorityypille, vierasmagnetoidulle moottorille sekä sivuvirtamoottorille.



Kuva 18. Vierasmagnetoidun (a) ja sivuvirtatyypisen (b) tasavirtamoottorin yksinkertaistettu piirikaavio.

Piirikaavion avulla saadaan johdettua yhtälö moottorilla tuotettavalle vääntömomentille. Molemmille mainituille moottorityypeille kirjoitetaan ankkurikäänin ja jännitelähteen muodostaman suljetun silmukan jänniteyhtälöksi

$$U = E_b + R_a I_a, \quad (33)$$

missä U on lähdejännite [V],
 E_b on ankkuriin indusoituva sähkömotorinen voima [V],
 R_a on ankkurin resistanssi [Ω],
 ja I_a on ankkurivirta [A].

Tarkastellaan piirin toimintaa tasapainotilanteessa, jolloin käämien muodostamien kelojen induktanssi voidaan jättää huomioimatta. Ankkurin tuottaman vääntömomentin

ratkaisemiseksi kerrotaan yhtälö puolittain ankkurivirralla, jolloin saadaan piirin tehon yhtälöksi

$$P = UI_a = E_b I_a + R_a I_a^2. \quad (34)$$

Yhtälön vasen puoli kuvaa moottorikäytössä piirin ottotehoa ja generaattorikäytössä navoilta ulos saatavaa tehoa. Oikean puolen ensimmäinen termi kuvaa ankkurin mekaanista tehoa P_m , jälkimmäinen termi puolestaan ankkurikäänin resistanssin aiheuttamaa tehohäviötä. Ankkurin mekaaninen teho voidaan ilmaista myös vääntömomentin ja kierrostaajuuden avulla siten, että

$$P_m = 2\pi n T_a, \quad (35)$$

kun n on ankkurin kierrostaajuus [1/s]

ja T_a on ankkuriin kohdistuva vääntömomentti [Nm].

Merkitään edellä saadut ankkurin mekaanisen tehon yhtälöt yhtä suuriksi ja ratkaistaan vääntömomentti, jolloin saadaan yhtälö

$$T_a = \frac{E_b I_a}{2\pi n}. \quad (36)$$

Ankkuriin indusoituvalle sähkömotoriselle voimalle E_b on olemassa yhtälö (Korpinen et al., 1998)

$$E_b = \frac{\Phi s_a p N}{a \cdot 60}, \quad (37)$$

missä Φ on yhden navan magneettivuo [Wb],

s_a on ankkurisauvojen lukumäärä,

p on napaparien lukumäärä,

N on pyörimisnopeus [1/min]

ja a on ankkurikäänin rinnakkaishaaraparien lukumäärä.

Muutetaan pyörimisnopeus minuuttia kohden pyörimistaajuudeksi n , jolloin yhtälö saa muodon

$$E_b = \frac{\Phi s_a p n}{a}, \quad (38)$$

Termi $\frac{s_a p}{a}$ sisältää pelkästään moottorimallille ominaisia vakioita. Merkitään siten, että

$$\frac{s_a p}{a} = K_1, \quad (39)$$

jolloin sähkömotorisen voiman yhtälöksi saadaan

$$E_b = K_1 \Phi n. \quad (40)$$

Kun saatu sähkömotorisen voiman yhtälö sijoitetaan vääntömomenttiyhtälöön, saadaan vääntömomentille yhtälö

$$T = \frac{K_1}{2\pi} \Phi I_a. \quad (41)$$

Moottorin tuottama vääntömomentti riippuu siis magnetointikelan luoman navan magneettivuon suuruudesta sekä ankkurivirrasta. Magneettivuon suuruudelle on olemassa yhtälö (Mäkelä et al., 2005)

$$\Phi = \frac{L_m I_m}{N_m}, \quad (42)$$

missä L_m on magnetointikäämin induktanssi [H],
 I_m on magnetointikäämin läpi kulkeva virta [A]
 ja N_m on magnetointikäämin kierrosten lukumäärä.

Magnetointikäämin induktanssin merkitystä ei huomioida, sillä itseinduktanssin luovaa sähkövirran muutosta ei tapahdu staattorina toimivassa tasavirtamoottorin magnetointikäämissä. Magnetointivirralla saadaan piirikaavion perusteella yhtälö

$$I_m = \frac{U_m}{R_m}, \quad (43)$$

missä U_m on magnetointikäämin jännite [V]
 ja R_m on magnetointikäämin kokonaisresistanssi [Ω].

Magnetointikäämin jännite on yhtä kuin piirin lähdejännite U . Voidaan siis sanoa, että lähdejännitteen pysyessä vakiona navan magneettivuo pysyy vakiona. Yhtälön (41) perusteella sivuvirtamoottorin tuottamaan vääntömomenttiin vaikuttaa täten ainoastaan ankkurointikäämin läpi kulkeva virta. Ankkurikäämin ja jännitelähteen muodostaman suljetun silmukan jänniteyhtälöstä (33) saadaan ratkaistua ankkurivirralla yhtälö

$$I_a = \frac{U - E_b}{R_a}, \quad (44)$$

Moottorin tuottama vääntömomentti on sitä suurempi mitä suurempi on ankkurointikään läpi kulkeva virta. Yhtälön (44) perusteella voidaan siis sanoa, että ankkurivirta kasvaa, kun ankkurikäänin sähkömotorinen voima E_b pienenee. Ankkurikäänin sähkömotorisen voiman kaavassa on yhtälön (40) mukaan ainoana muuttujana kierrostaajuus magneettivuon ollessa vakio. Kun kierrosnopeus kasvaa myös sähkömotorinen voima kasvaa. Kun yhdistetään edellä esitetyt riippuvuudet, saadaan sivuvirtamoottorin tuottaman vääntömomentin ominaiskuvaajaksi kierrostaajuuden funktiona laskeva suora. Moottoria käynnistettäessä sähkömotorinen voima on nolla, kun kierrostaajuus on nolla. Tällöin ankkurivirta kasvaa suureksi, jolloin joudutaan käyttämään esimerkiksi erillistä käynnistysvastusta moottorin suojelemiseksi.

Sivuvirtatyypinen tasavirtamoottori on yleisesti käytössä sovellutuksissa, joissa vaaditaan moottorilta vakiokierrosnopeutta laajalla kuormitusalueella. Sivuvirtamoottorin kuorman ja kierrosnopeuden välistä yhteyttä kuvaava yhtälö saadaan, kun sijoitetaan sähkömotorisen voiman yhtälö (40) ankkurivirran yhtälöön (44) ja ratkaistaan yhtälöstä kierrosnopeus n . Tuloksena saatu yhtälö on muotoa

$$n = \frac{U - I_a R_a}{K_1 \Phi}. \quad (45)$$

Yhtälöstä havaitaan, että kierrosnopeus kuormituksessa muuttuu ainoastaan osoittajassa olevan jännitehäviön $I_a R_a$ verran koska magnetointikäänin magneettivuo ei riipu ankkurivirrasta. Tämän jännitehäviön aiheuttama kierrosluvun muutos on suuruusluokaltaan niin pientä, että sivuvirtamoottoreiden katsotaan yleisesti olevan vakiokierrosmoottoreita. Kun moottorin kuorma poistetaan, hakeutuu moottorin kierrosluku takaisin nimelliskierrosnopeudelle N_0 . Moottorin nimelliskierrosnopeutta voidaan muuttaa muuttamalla napajännitteen U arvoa, jännitehäviötä $I_a R_a$ tai magneettivuon suuruutta. Sopivien ominaisuuksiensa takia sivuvirtamoottoria käytetään esimerkiksi sorveissa, keskipakoispumpeissa ja puhaltimissa.

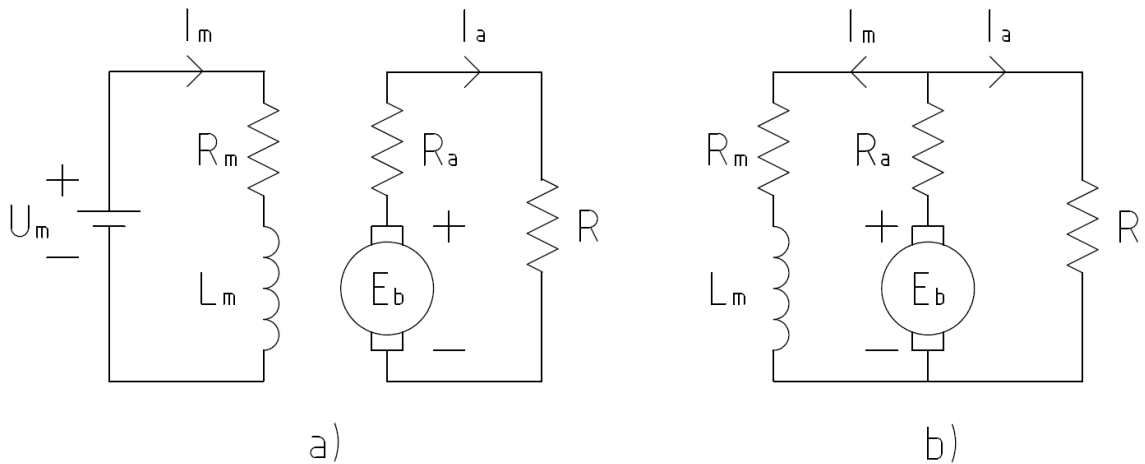
3.3.2 Vierasmagnetoidun ja sivuvirtatyypisen tasavirtamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti

Kun sähkömotorinen voima E_b kasvaa suuremmaksi kuin lähdejännite U , muuttuu virran suunta ankkurin ja jännitelähteen muodostamassa suljetussa silmukassa. Tällöin moottori suorittaa hyötöjarrutuksen eli regeneratiivisen jarrutuksen, jossa virtaa syötetään takaisin

jännitelähteelle. Yhtälöiden (40) ja (44) perusteella hyötöjarrutuksen aikaansaamiseksi tulee ankkurin kierrostaajuuden olla suurempi kuin moottorin nimelliskierrosnopeus N_0 . Nimelliskierrosnopeus tarkoittaa suurinta kierrosnopeutta joka moottorilla itsessään on mahdollista tuottaa ilman kuormaa, toisin sanoen tilanteessa, jossa lähdejännitteen ja sähkömotorisen voiman erotus menee nolllaksi. Käytännössä hyötöjarrutuksen toteutuminen tarkoittaa siis tilannetta, jossa moottorilla liikutettavalla kuormalla on enemmän energiaa kuin moottorilla saadaan sille annettua. Tämänkaltaisen tilanne voi esiintyä esimerkiksi sähkömoottorivetoisella ajoneuvolla alamäessä sekä nosturilla kuormaa laskettaessa.

Regeneratiivisen jarrutuksen käyttöaluetta voidaan laajentaa vahvistamalla magnetointikäämin magneettivuota kierrosnopeuden laskiessa. Yhtälön (42) perusteella magneettivuota voidaan kasvattaa lisäämällä magnetointikäämin virtaa. Virran kasvattamiseksi tulee yhtälön (43) mukaan pienentää magnetointikäämin resistanssia tai kasvattaa magnetointikäämin jännitettä. Magnetointikäämin resistanssin pienentämiseksi tulisi käämilangan pituutta lyhentää tai poikkileikkausta kasvattaa. Näiden arvojen muuttaminen käytön aikana on kuitenkin epäkäytännöllistä. Näin ollen ainoaksi käytännölliseksi vaihtoehdoksi jää magnetointijännitteen kasvattaminen. Tämä onnistuu helpoiten muuttamalla sivuvirtamoottorin kytkentä vastaamaan erillismagnetoidun moottorin kytkentää jarrutustilanteessa. Magnetointivirtaa ei kuitenkaan voida kasvattaa äärettömiin komponenttien virrankeston rajoittamana. Tämän lisäksi tietyn magnetointivirran arvon yläpuolella alkaa vuon vahvistumisnopeus pienentyä nopeasti magneettikentän saavuttaessa saturaatiotilan. Saturaatio tarkoittaa tilannetta, jossa kelan sydän on täysin magnetisoitunut eikä se kykene vahvistamaan kelan tuottamaa magneettikenttää juuri enempää.

Regeneratiivisen jarrutuksen jarruvoimantuoton rajoitusten takia jarrutuksessa hyödynnetään usein rinnalla myös reostaattista jarrutusta. Reostaattisessa jarrutuksessa ankkurin tuottama sähkömotorinen voima muutetaan erillisessä jarruvastuksessa lämmöksi. Sivuvirtamoottorin tapauksessa reostaattinen kytkentä voidaan toteuttaa kahdella eri tavalla. Yksinkertaisin vaihtoehto on itsemagnetoiva kytkentä, jossa jännitelähteen tilalle kytketään vastus. Toinen vaihtoehto on vaihtaa kytkentä jarrutuksessa erillismagnetoiduksi ja kytkeä ankkurikäämin kanssa sarjaan vastuspaketti, jonka kokonaisresistanssia voidaan muuttaa. Kuvassa 19 on esitetty molempien kytkentävaihtoehtojen piirikaaviot reostaattisessa eli dynaamisessa jarrutustilanteessa.



Kuva 19. Sivuvirtamoottorin erillismagnetoitu (a) ja itsemagnetoiva (b) kytkentä reostaattisessa jarrutuksessa.

Esitettyjen reostaattisten jarrutuskytkentöjen ankkuripiirin jänniteyhtälöksi saadaan

$$E_b = I_a(R_a + R), \quad (46)$$

missä R on jarruvastuksen resistanssi [Ω].

Ankurivirrälle saadaan täten yhtälö

$$I_a = \frac{E_b}{R_a + R}, \quad (47)$$

johon sijoittamalla sähkömotoriselle voimalle saatu yhtälö (40) saadaan ankurivirran yhtälö muotoon

$$I_a = \frac{K_1 \Phi n}{R_a + R}. \quad (48)$$

Kun ankurivirran yhtälö sijoitetaan aikaisemmin johdettuun ankkurin tuottaman vääntömomentin yhtälöön (41), saadaan vääntömomentin yhtälölle muoto

$$T = \frac{K_1}{2\pi} \Phi \frac{K_1 \Phi n}{R_a + R} = \frac{K_1^2}{2\pi} \frac{\Phi^2 n}{R_a + R}. \quad (49)$$

Johdetusta yhtälöstä havaitaan tekijät, jotka vaikuttavat reostaattisessa jarrutuksessa ankkurilla tuotettavaan vääntömomenttiin. Jos oletetaan magnetointikäymillä tuotettu magneettivuo vakioksi erillismagnetoidussa jarrupiirikytkennässä, on vääntömomentti tällöin riippuvainen ankkurikäymien kierrosnopeudesta sekä käänteisesti riippuvainen jarruvastuksen resistanssista. Tämä johtaa siihen, että esitetyllä vierasmagnetoidulla

piirillä voidaan aikaansaada vakiojarrutusvääntömomentti tietyllä rajatulla kierrosalueella; kierrosnopeuden laskiessa jarrutuksen edetessä pienennetään jarruvastuksena toimivan säätövastuspaketin resistanssia samanaikaisesti. Säätövastuksen resistanssin saavuttaessa minimiarvonsa on vääntömomentti enää riippuvainen ainoastaan kierrosnopeudesta, jolloin jarrutusmomentti laskee lineaarisesti nopeuden laskiessa. Jarrutusvoimakkuuteen voidaan vaikuttaa myös magneettivuon suuruuteen vaikuttamalla. Yhtälöiden (42) ja (43) perusteella magneettivuota voidaan kasvattaa kasvattamalla käämille tulevaa lähdejännitettä. Magneettivuon suuruuden ylärajan määrittää magnetointikelan saturaatio sekä saturaatorajan yläpuolella magnetointikäämin kuparilangan lämpeneminen. Magneettivuota voidaan tarvittaessa pienentää nimellisarvosta lisäämällä piiriin säätövastus magnetointikäämin kanssa sarjaan kytkettynä, mutta tällöin moottorin kokonaishyötysuhde pienenee vastuksen aiheuttaman jännitehäviön takia.

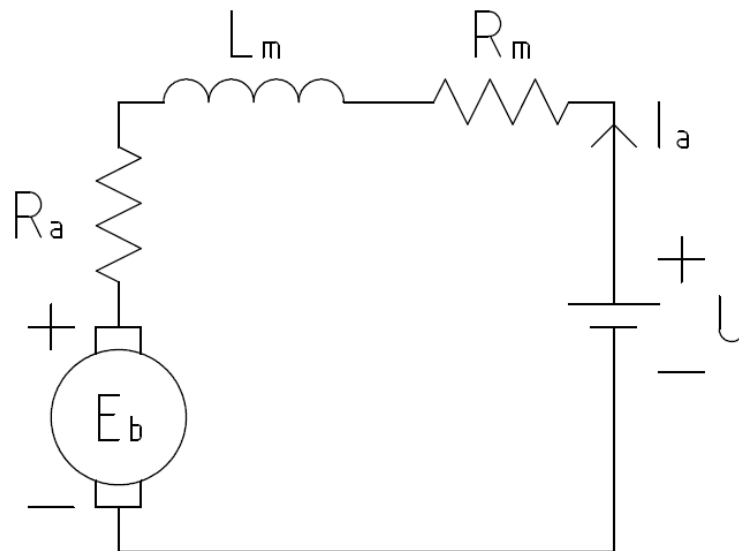
Itsemagnetoidun piirin toiminnassa on oleellinen tekijä magnetointikelaan jännitelähteen irrotuksessa jäävä remenanssi- eli jäännösvuo (Hughes ja Drury, 2013, s. 108). Jäännösvuo tarkoittaa kelan ytimeen jäävää magneettista polaarisuutta, joka aiheuttaa kelan läheisyyteen heikon magneettikentän. Jäännösvuon aiheuttama magneettikenttä tarvitaan, jotta ankkurikäämi alkaa tuottaa sähkömotorista voimaa joka uudelleenenergisoii magnetointikelan. Itsemagnetoidun jarrutuspiirin tapauksessa magnetointikelan magnetointijännitteeksi vaihtuu lähdejännitteen U tilalle ankkurikäämin tuottama sähkömotorinen voima E_b . Tämä vaikuttaa suuresti jarrutusmomentin kehittymiseen, sillä jarrutusvääntömomentin yhtälöstä (49) havaitaan vääntömomentin olevan suoraan verrannollinen magneettivuon neliöön. Vierasmagnetoidussa piirissä voitiin olettaa magneettivuon olevan vakio. Tarvittaessa magneettivuon suuruuteen voitiin myös vaikuttaa halutun jarrutusmomentin aikaansaamiseksi tietyllä kierrosnopeudella. Yhtälön (42) mukaisesti magneettivuo on suoraan verrannollinen magnetointikäämin läpi kulkevaan virtaan, ja magnetointivirta taas on puolestaan yhtälön (43) mukaisesti suoraan verrannollinen magnetointijännitteeseen.

Kuten edellä esitettiin, on magnetointijännite tarkasteltavassa itsemagnetoidussa kytkennässä yhtä kuin ankkurointikäämin tuottama sähkömotorinen voima. Sähkömotorinen voima riippuu ankkurin kierrosnopeudesta sekä magneettivuosta. Vääntömomenttiyhtälöstä (49) voidaan edellä esitettyjen riippuvuuksien perusteella

sanoa, että vääntömomentin lausekkeen osoittajan kaikki termit kasvavat kierrosnopeuden funktiona. Itsemagnetoidun sivuvirtamoottorin tuottama jarrutusvoima on täten hyvin vahvasti nopeudesta riippuvainen eikä yhtä säädettävissä kuten vierasmagnetoitua jarrutuspiiriä käytettäessä. Tämän takia vierasmagnetoitu jarrupiirin kytkentä on sivuvirtamoottoireissa tavallisemmin käytettävä jarrutuskytkentä.

3.3.3 Sarjavirtatyypisen tasavirtamoottorin toimintaperiaate

Yleisin kiskokalustossa käytettävä ajomoottorityyppi on pitkään ollut sarjavirtatyypinen tasavirtamoottori, jossa ankkuri- ja magnetointikäämitykset ovat kytkettyinä sarjaan, jolloin niiden läpi kulkee sama virta. Kuvassa 20 on esitetty yksinkertaistettu piirikaavio sarjavirtamoottorille.



Kuva 20. Sarjavirtamoottorin yksinkertaistettu piirikaavio.

Kirchhoffin jännitelain mukaan saadaan sarjavirtamoottorin piirille jänniteyhtälö

$$U = E_b + R_a I_a + R_m I_a, \quad (50)$$

missä U on lähdejännite [V],
 E_b on ankkuriin indusoitava vastajännite [V],
 R_a on ankkurin resistanssi [Ω],
 R_m on magnetointikäämin resistanssi [Ω]
 ja I_a on ankkurivirta [A].

Tarkasteltaessa piirin toimintaa tasapainotilanteessa voidaan induktanssien merkitys jättää huomioimatta. Jänniteyhtälöstä voidaan ratkaista ankkurivirralle I_a yhtälö

$$I_a = \frac{U - E_b}{R_a + R_m}. \quad (51)$$

Sijoitetaan sähkömotorisen voiman lauseke (40) yhtälöön (51), jolloin saadaan ankkurivirran yhtälölle muoto

$$I_a = \frac{U - K_1 \Phi n}{R_a + R_m}. \quad (52)$$

Esitetystä yhtälöstä voidaan ratkaista kierrosnopeus n , jolloin saadaan yhtälö muotoon

$$n = \frac{U - I_a(R_a + R_m)}{K_1 \Phi}. \quad (53)$$

Kuten sivuvirtamoottorin tapauksessa, myös sarjavirtamoottorin kierroslukuyhtälössä yhtälön oikean puolen osamäärän osoittajan arvo pienenee ankkurivirran I_a kasvaessa. Virran vaikutus osoittajan suuruuteen on kuitenkin sivuvirtamoottoria suurempi, sillä virran kertoimessa tulee huomioida myös magnetoitikkämin kokonaisresistanssi. Sarjavirtamoottorin tapauksessa kierrosluvun määräytymiseen vaikuttaa huomattavasti myös nimittäjän suuruus, sillä yhtälön (42) mukaisesti magneettivuon suuruus on suoraan riippuvainen magnetoitivirrasta. Sarjamoottorissa magnetoitivirta I_m on yhtä suuri kuin ankkurivirta I_a , joten osoittajan suuruus on suoraan riippuvainen ankkurivirrasta magneettivuon kaavan (43) mukaisesti.

Sarjamoottorille voidaan soveltaa samaa vääntömomentin kaavaa (41) kuin sivuvirtamoottorillekin. Yhtälön mukaan tuotettu vääntömomentti on riippuvainen moottorikohtaisen vakion, magnetoitikkämin magneettivuon ja ankkurivirran tulosta. Magnetoitikkämin magneettivuon suuruus on suoraan verrannollinen magnetoitivirtaan. Sarjamoottorin tapauksessa magnetoitivirta on yhtä suuri kuin ankkurivirta I_a , joten sarjamoottorin tuottama vääntömomentti kasvaa suhteessa ankkurivirran neliöön.

Esille nostetut tekijät aiheuttavat sarjamoottorin ajomoottorikäyttöön sopivan ominaiskäyttäytymisen. Pienillä kierrosnopeuksilla ankkurivirta on suuri, jolloin myös vääntömomentti kasvaa suureksi. Suuresta alkumomentista on hyötyä ajomoottorikäytössä liikkeellelähdössä sekä massan vauhtiin kiihdyttämisessä. Lisäksi

pienellä kuormalla sarjamoottorin kierrosnopeutta rajoittaa ainoastaan käämien ominaisuudet ja moottorin mekaaninen kestävyys, joten moottorilla voidaan toimia hyvinkin laajalla kierrosnopeusalueella. Kuorman pienentyessä nopeasti kasvavan kierrosnopeuden takia sarjamoottoria ei koskaan tulisi käynnistää ilman kuormaa, sillä muutoin moottori ryntää ja saattaa hajota mekaanisesti. Tämän takia esimerkiksi hihnakäyttöjä, joissa on riski hihnan katkeamiselle ei voida käyttää puhtaasti sarjakytkeytyillä moottoreilla vaan piiriin tulee näissä tapauksissa lisätä ryntäyksen estävä lisäkäämitys (Wernick E. H., 1978, s. 64).

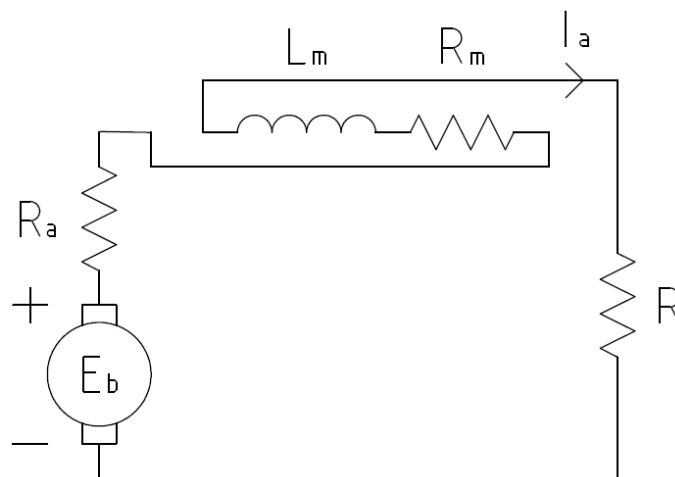
3.3.4 Sarjavirtatyypin tasavirtamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti

Sarjavirtamoottorin kierrosluvun kasvaessa ankkurikäämiin indusoituva sähkömotorinen voima kasvaa yhtälön (40) mukaisesti. Sarjamoottorin jänniteyhtälön (51) perusteella ankkurivirran suunta muuttuu, kun sähkömotorisen voiman arvo ylittää lähdejännitteen arvon. Sivuvirtamoottori alkaa tällöin syöttää virtaa jännitelähteelle. Sarjamoottorissa tilanne on eri, sillä ankkurivirran I_a suunta määrittää myös magnetointikelan tuottaman magneettivuon suunnan. Magneettivuon suunnan kääntyessä vaihtuisi myös sähkömotorisen voiman etumerkki, jolloin virran suunta piirissä muuttuisi takaisin positiiviseksi ja moottori jatkaa vääntömomentin tuottamista. Hyötöjarrutuksen aikaansaamiseksi tulee täten muuttaa sarjamoottorin kytkentä vierasmagnetoiduksi.

Vieras- eli erillismagnetoidun kytkennän piirikaavio on esitetty kuvassa 19 a. Ankkuripiirin jänniteyhtälö on vastaava kuin sivuvirtamoottorin yhtälö, jolloin ankkurivirran yhtälö vastaa sivuvirtamoottorin ankkurivirran yhtälöä (44). Vierasmagnetoidun piirin käyttö mahdollistaa hyötöjarrutuksen nopeusalueen laajentamisen magneettivuon suuruuteen vaikuttamalla yhtälön (42) mukaisesti. Magneettivuon suuruuteen voidaan vaikuttaa yhtälön (43) mukaisesti joko magnetointijännitettä tai magnetointipiirin kokonaisresistanssia muuttamalla. Kokonaisresistanssin muuttamiseksi voidaan magnetointikäämin kanssa sarjaan kytkeä säätövastus. Säätövastusta voidaan käyttää myös piirissä kulkevan virran rajoittamiseksi. Resistanssin minimiarvo määräytyy magnetointikäämin kokonaisresistanssin mukaan. Magnetointijännitettä nostamalla kasvatettua magnetointivirtaa rajoittaa magnetointikäämin lämpeneminen sekä kelan saturoitumisesta johtuva saavutetun magneettivuon kasvun heikkeneminen. Erillismagnetoidulla piirillä tuotettu jarruttava momentti saadaan samalla yhtälöllä (41) kuin sivuvirtamoottorilla tuotettu momentti.

Myös reostaattinen eli dynaaminen jarrutus sarjamootorilla vaatii moottorin uudelleenkytkemisen. Oletetaan, että sarjamootorin kytkennässä vaihdettaisiin säätövastus suoraan jännitelähteen tilalle. Tällöin jännitelähteen irrotuksessa magnetointikelaan jää kelan heikosti magnetisoiva jäännösvuo. Kun säätövastus kytketään jännitelähteen tilalle, alkaa ankkurikäämi syöttää virtaa alkuperäiseen virran suuntaan nähden vastakkaiseen suuntaan magnetisointikäämin heikon magneettikentän aiheuttamana. Kääntynyt virta pyrkii magnetisoimaan kelan vastakkaiseen suuntaan, jolloin jäännösvuo heikkenee aiheuttaen ankkuriin indusoituvan sähkömotorisen voiman häviämisen.

Jotta sarjamoottori saadaan toimimaan generaattorina heikon jäännösvuon sysäämänä, tulee ankkurin kytkentä suhteessa magnetointikäämiin muuttua sellaiseksi, että ankkurivirta pyrkii vahvistamaan jäännösvuota. Tämä onnistuu vaihtamalla ankkurin ja magnetointikäämin napojen välinen kytkentä päinvastoin lähtötilanteeseen nähden. Nyt kun jännitelähteen tilalle kytketään säätövastus, saadaan aikaan magneettivuota vahvistava kytkentä. Sarjamootorin reostaattisen jarrupiirin kytkentä on esitetty kuvassa 21.



Kuva 21. Sarjavirtamootorin reostaattinen jarrutuskytkentä.

Esitetyn piirin avulla tuotettavalle jarrutusväntömomentille saadaan kaava sivuvirtamootorin reostaattisen jarrutuksen väntömomenttiyhtälöstä (49) lisäämällä piirin kokonaisresistanssiin magnetointikäämin resistanssi R_m . Väntömomentin yhtälöksi saadaan

$$T = \frac{K_1^2}{2\pi} \frac{\phi^2 n}{R_a + R_m + R}. \quad (54)$$

Magnetointikäämin läpi kulkeva virta määrää magnetointikäämin tuottaman magneettivuon suuruuden yhdessä käämin ominaisuuksien kanssa. Sarjamoottorissa magnetointivirta on sama kuin ankkurivirta, jolloin saadaan yhtälö

$$I_m = I_a = \frac{E_b}{R_a + R_m + R}. \quad (55)$$

Esitetyistä yhteyksistä voidaan päätellä, että sarjamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti kasvaa nopeasti ankkurinopeuden kasvaessa. Toisaalta itsemagnetoivassa sarjamoottorissa jarruvastus kuuluu myös osaksi magnetointikäämin virtasilmuksia toisin kuin itsemagnetoivassa sivuvirtamoottorissa. Tämän takia jarruvastuksen resistanssia muuttamalla vaikutetaan myös magnetointivirtaan ja sitä kautta syntyneeseen magneettivuohon. Tämän takia itsemagnetoivan sarjamoottorin jarrumomentin säädöllä saavutetaan suurempi vaikutus kuin sivuvirtamoottorin tapauksessa. Täten tehokas jarrutusvaikutus on saavutettavissa laajemmalla kierrosalueella.

3.3.5 Vaihtovirtamoottorin toimintaperiaate

Tehoelektroniikan ja taajuusmuuntajakäyttöjen kehitys on saanut aikaisemmin vakiokierroskäytöissä yleistyneen vaihtovirtamoottorin yleistymään myös ajomoottorikäytössä. Uutta suunnittelua edustavissa moottoroiduissa kiskoajoneuvoissa käytetään enää harvoin tasavirtamoottoreita, sillä yleisimmäksi moottorityypiksi on noussut induktio- eli oikosulkumoottori. Myös tahtimoottoreita hyödynnetään joissakin uusissa sovelluksissa mutta sen toimintaperiaatteen käsittely jätettäkään pois tästä työstä.

Aivan kuten tasavirtamoottorinkin tapauksessa, myös induktiomoottorin tuottama vääntömomentti aiheutuu moottorin roottorin käämissä virtaavan aksiaaliseen virtaan ja staattorin käämin muodostaman magneettikentän välisestä yhteisvaikutuksesta. Moottorien toimintaperiaatteen ero tulee siinä, että induktiomoottorissa roottorin virta indusoituu staattorikäämin magneettikentän vaikutuksesta eikä roottoriin näin ollen tarvita suoraa kytkentää kommutaattorin ja hiiliharjojen kautta. Koska liukuvaa kontaktia ei täten tarvita on induktiomoottori käytännössä huoltovapaa tavallisessa käytössä. Kun tasavirtamoottorissa moottorin liike aiheutetaan ankkurikäämin virran napaisuutta vaihtamalla ja staattorissa magnetointikäämin magneettikenttä on vakio, induktiomoottorissa magnetointikäämin magneettikenttä kiertää moottorin akselin ympäri siniaaltoina eli ns. vuoaaltoina. Fyysisiltä mitoiltaan samankokoinen

tasavirtamoottori ja induktiomoottori ovat lähes identtisiä. Hankintahinnaltaan induktiomoottori voi olla edullisempi yksinkertaisemman rakenteensa takia.

Vuoaallon kierrosnopeutta staattorissa kutsutaan tahtinopeudeksi. Tahtinopeus määritetään virtalähteen taajuuden ja staattorin napaluvun avulla siten, että (Hughes ja Drury, 2013, s. 144)

$$N_s = \frac{120f}{p_i}, \quad (56)$$

missä N_s on tahtinopeus [r/min],

f on vaihtovirran taajuus [Hz]

ja p_i on induktiomoottorin staattorin napojen lukumäärä.

Napojen lukumäärä ei ole pääteltävissä suoraan staattorin rakenteesta kuten tasavirtamoottorista. Magnetointikämin johteet on jaoteltu tasaisesti staattoriin jätettyihin johdinuriin, ja johteiden kytkennällä määritetään, kuinka monessa kohtaa staattorin kehällä virta kulkee yhtäaikaaisesti samaan suuntaan luoden johtimen ympärillä yhtäläiseen suuntaan kiertävän magneettikentän. Kolmivaiheisella vaihtovirralla syötettävässä moottorissa peräkkäisten vaiheiden käämit on kytketty yhdensuuntaisiksi siten, että kun ensimmäisen käämin virta alkaa vaihtaa suuntaa on pyörimissuunnassa seuraava käämi saavuttamassa maksimivirran. Kaikkien kolmen käämin takaisinvirtausjohteet on vedetty menojohtimien jälkeen samaan vaiheen mukaan määräytyvään järjestykseen. Meno- ja paluujohteiden muodostamat magneettikentät vahvistavat toisiaan johdekimppujen välissä. Tällöin syntyy vahva radiaalisuuntainen magneettikenttä staattorin ja roottorin väliin. Vaihejärjestykseen kytkettyjen magnetointikelojen ja vaihtuvan virran suunnan aiheuttamana magneettikenttien yhteisvaikutuksen muodostamat magneettiset navat kiertävät edellä esitetyn kaavan (56) mukaisella kierrosnopeudella.

Induktio-moottorin roottori on yleensä rakenteeltaan häkkikämmetty (Hughes ja Drury, 2013, s. 155). Häkkikämmetty roottori koostuu teräslevyistä ladotuista sydämeistä, terässydämen muodostamissa johdeurissa kulkevista aksiaalisuuntaisista johteista sekä johteiden molemmissa päissä olevista oikosulkurenkaista. Roottorin terässydämen tarkoituksena on pitää roottorin konstruktio kasassa sekä vähentää johteiden tuottaman magneettikentän ”vuotamista” staattorin ja roottorin välistä. Terässydämen levyjen välillä

oleva oksidikerros toimii eristeenä vähentäen aksiaalisten pyörrevirtojen muodostumista magneettikenttien vaikutuksessa. Aksiaalisuuntaisten johteiden konstruktio vastaa yksinkertaisen tasavirtamoottorin ankkukäämitystä sillä erotuksella, että kaikkien johteiden molemmat päät on oikosuljettu yhteen eikä erillistä virran syöttöä johteille ole.

Häkkikäämityn roottorin johteiden piirin ominaisuuksiin ei voida vaikuttaa jälkikäteen koska ulkoisia kytkentöjä ei ole. Tämän takia ennen taajuusmuuttajakäyttöjen yleistymistä oli erityisesti suurta käynnistysmomenttia tarvitsevista kohteista usein käytössä paremmalla säädettävyydellä varustettuja, rakenteeltaan monimutkaisempia liukurengasmootoreita (Hughes ja Drury, 2013, s. 156). Liukurengasmootorissa roottori on käämitty vastaavasti kuin staattori ja käämit kytketty tähtikytkennällä toisiinsa. Käämien avoimet päät on viety liukurenkaille, joiden avulla vaihekäämien toiset päät on kytketty liukurenkaita laahaavien hiiliharjojen ja säätövastusten kautta toisiinsa. Piirin resistanssia kasvattamalla voidaan rajoittaa piirin sisällä kulkevaa virtaa ja pienentää johtimeen indusoituvan sähkömotorisen voiman ja piirissä kulkevan virran välistä vaihe-eroa. Suoritettavasta vääntömomentin tekijöiden tarkastelusta huomataan, että suurella jättämällä vaihe-eron vaikutus tuotettuun vääntömomenttiin nousee merkittäväksi.

Jättämä tarkoittaa induktiomootorissa roottorin nopeuden ja staattorin tahtinopeuden välisen pyörimisnopeuseron suhdetta tahtinopeuteen. Näin ollen jättämän yhtälöksi saadaan (Hughes ja Drury, 2013, s. 156)

$$s_i = \frac{N_s - N}{N_s}, \quad (57)$$

missä s_i on jättämä

ja N on roottorin pyörimisnopeus [r/min].

Jättämän arvolla 0 roottorinopeus on yhtä suuri kuin tahtinopeus, jättämän arvolla 1 puolestaan roottori on paikallaan. Suurella jättämän arvolla magneettikenttä liikkuu nopeasti suhteessa roottorin johteisiin, jolloin johteisiin indusoituva sähkömotorinen voima on suuri. Kun jättämä on nolla ei magneettikentän ja roottorin johteiden välillä tapahdu suhteellista liikettä, jolloin sähkömotorista voimaa ei synny. Sähkömotorinen voima on siis suoraan verrannollinen jättämään. Sähkömotorisen voiman lisäksi myös indusoituvan sähkömotorisen voiman taajuus on suoraan verrannollinen jättämään, sillä roottorin johteet kohtaavat staattorin muodostaman N- ja S-navan sitä useammin aikayksikössä mitä suurempi on roottorin ja tahtinopeuden välinen nopeusero.

Sähkömotorisen voiman taajuutta kutsutaan jättämätajuudeksi ja jättämän arvolla yksi se saa saman arvon kuin staattorin magneetointitajuus.

Induktiomoottorin tuottama vääntömomentti syntyy, kun roottorikäämiin indusoitunut aksiaalisuuntainen virta liikkuu staattorin tuottamassa radiaalisessa magneettikentässä. Kuten aikaisemmin todettiin, jättämä on oleellinen parametri induktiomoottorin voimantuotossa, sillä ilman jättämää ei roottorissa liiku virta, jolloin tuotettu vääntömomentti on nolla. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että roottori ei koskaan saavuta magneettikentän pyörimisnopeutta. Tämän takia induktiomoottoreita kutsutaan myös epätahtimoottoreiksi.

Pienillä jättämän arvoilla (<10 %) indusoidun sähkömotorisen voiman taajuus on pieni, jolloin roottorin virtapiirien impedanssin määrää lähes täysin piirin resistanssi eikä induktanssilla ole suurta vaikutusta (Hughes ja Drury, 2013, s. 159). Tällöin roottorin sähkömotorisen voiman ja roottorissa kulkevan virran välille ei synny merkittävää vaiheeroa. Näin ollen staattorin magneettikentässä liikkuvien roottorijohtimien tuottama vääntömomentti voidaan johtaa suoraan magneettikentässä liikkuvaan johtimeen kohdistuvan voiman kaavasta, jolloin

$$T = kBI_r, \quad (58)$$

missä k on moottorikohtainen vakio,

B on staattorin tuottaman magneettivuoaallon tiheysamplitudi [T]

ja I_r on roottorin virta-aallon amplitudi [A].

Moottorikohtaisella vakiolla huomioidaan johdinten etäisyys roottorin pyörimisakselista sekä johdinten pituus. Kun oletetaan magneettivuon tiheys B vakioksi, saadaan moottorin tuottamalle vääntömomentille riippuvuus ainoastaan roottorin johtimessa kulkevasta virrasta. Roottorin sähkömotorinen voima ja näin ollen myös roottorivirta on suoraan verrannollinen roottorin jättämään. Näin ollen voidaan sanoa, että pienillä jättämän arvoilla moottorin tuottama vääntömomentti on suoraan verrannollinen roottorin jättämään. Pyörimisnopeus-vääntökäyrässä tämä riippuvuus näkyy lineaarisena, nopeuden funktiona jyrkästi laskevana suorana lähellä moottorin tahtinopeutta. Käytännössä tämä tarkoittaa tasavirralla toimivaa sivuvirtamoottoria vastaavaa käyttäytymistä. Moottorin ollessa kuormittamaton pyörii se hyvin pienellä jättämän

arvolla lähellä tahtinopeutta, jolloin se tuottaa vääntömomentin ainoastaan kitkavastuksien voittamiseen. Kun kuormaa lisätään alkaa pyörimisnopeus hidastua, jolloin jättämä kasvaa. Kasvava jättämä kasvattaa roottorin sähkömotorisen voiman suuruutta ja sähkövirtaa roottorin johtimissa lisäten tuotettua vääntömomenttia. Pyörimisnopeus asettuu lopuksi tasolle, jossa tuotettu vääntömomentti vastaa kuormitusta. Induktiomootorit suunnitellaan tyypillisesti siten, että ne tuottavat nimellisvääntömomentin pienillä, 8 % tai alle olevilla jättämän arvoilla (Hughes ja Drury, 2013, s. 160). Jättämän kasvaessa ylitetään turvallisen jatkuvan roottorivirran raja ja roottorin johtimet alkavat lämmetä.

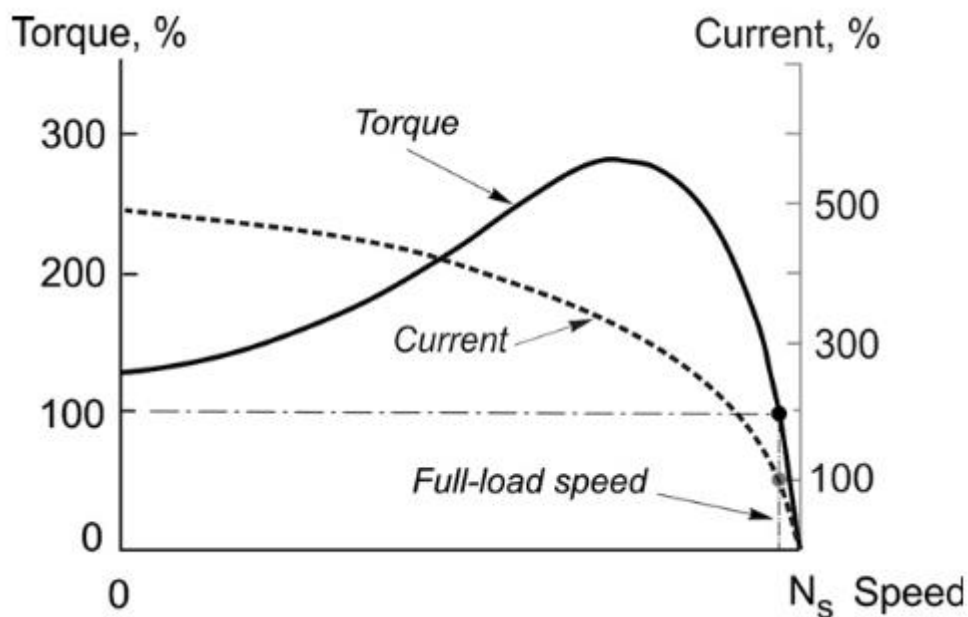
Suuremmilla jättämän arvoilla roottorin virtapiirien induktanssi alkaa nousta merkittäväksi virtapiirin resistanssiin verrattuna. Moottorin jättämän kasvaessa roottoriin indusoituva sähkömotorinen voima kasvaa. Kasvanut sähkömotorinen voima kasvattaa roottorin virtapiirien muodostaman kelan induktanssia. Vaikka roottoriin indusoituva virta kasvaa edelleen jättämän funktiona alkaa kasvava induktanssi hidastaa virran kasvunopeutta. Lähellä yhtä olevilla jättämän arvoilla virran kasvunopeus on lähes olematonta.

Johtimen läpi kulkevan virran rajoittamisen lisäksi induktanssin vaikutus näkyy roottorin johtimiin indusoituneen sähkömotorisen voiman ja johtimissa kulkevan virran välisenä vaihe-erona. Vaihe-eron vaikutuksesta staattorin tuottaman magneettikentän magneettivuon tiheyden maksimiarvot eivät enää asetu samalle kohtaa roottorin virtahuippujen kanssa kehän suunnassa. Koska sekä magneettivuo että sähkömotorinen voima ovat jakautuneet tasaisesti siniaallon muotoisesti staattorin ja roottorin kehälle syntyy vaihe-eron vaikutuksesta jokaista magneettista napaa kohti heikon magneettivuon ja virran alueita, joissa näiden etumerkit ovat päinvastaisia. Näiden alueiden tuottaman vääntömomentin suuruus on negatiivinen ja summautuneena ne vaikuttavat merkittävästi tuotetun vääntömomentin suuruuteen. Vaihe-eron vaikutus tuotettuun vääntömomenttiin voidaan huomioida lisäämällä vaihe-eron \emptyset vaikutusta kuvaava termi $\cos\emptyset$ yhtälöön (58) (Hughes ja Drury, 2013, s. 161). Induktiomootorilla tuotetun vääntömomentin täydennetyksi lausekkeeksi saadaan siten

$$T = kBI_r \cos\emptyset_r, \quad (59)$$

missä \emptyset_r on roottorin sähkömotorisen voiman ja virran välinen vaihe-ero [rad].

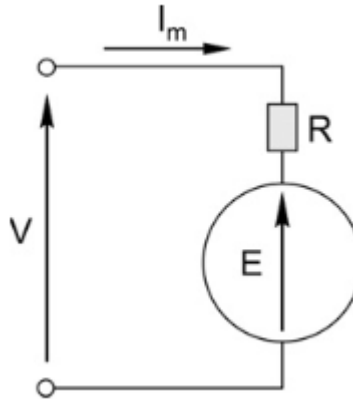
Jättämän funktiona kasvavan vaihe-eron ja induktanssin rajoittaman virran nousun takia tuotettava vääntömomentti alkaa laskea jättämän noustessa tietyn rajan yli. Vääntömomentin huippu saavutetaan, kun induktanssin arvo kasvaa yhtä suureksi kuin resistanssi. Induktiomootorin tyypillinen nopeus-vääntökäyrä on esitettyä kuvassa 22. Kuvassa on merkitty nopeus, jossa moottori tuottaa nimellisvääntömomentin roottorivirran maksimiarvolla. Kuvasta havaitaan, että vääntömomentin maksimipisteessä roottorivirta nousee yli 3-kertaiseksi nimellisvääntömomenttipisteeseen verrattuna.



Kuva 22. Häkkikäämityn induktiomootorin nopeus-vääntökuvaaja sekä nopeus-virtakuvaaja (Hughes ja Drury, 2013, s. 167).

Heikko käynnistysvääntömomentti, rajallinen toiminta-aika suuren jättämän alueella sekä tahtinopeuteen rajoittuva pyörimisnopeus ovat ominaisuuksia, joiden takia induktiomootorit eivät sellaisenaan sovellu ajomoottorikäyttöön. Niiden pääasiallinen käyttö onkin pitkään ollut vakiokierrosnopeutta vaativissa teollisuuden kohteissa kuten puhaltimissa ja myllyissä. Vakiokierroskäytössä moottorikonstruktion tahtinopeutta voidaan käyttökohteen mukaan muuttaa portaallisesti staattorin napalukua muuttamalla staattorin uudelleenkytkennän avulla, jolloin yhdellä moottorilla voidaan vastata useamman eri käyttökohteen tai -tilanteen vaatimuksiin. Näin voidaan esimerkiksi napojen lukumäärä puolittamalla kasvattaa moottorin tahtinopeus kaksinkertaiseksi yhtälön (56) mukaisesti.

Induktiomoottorin vääntömomenttikaavasta (59) voidaan nähdä, että vääntömomenttiin voidaan vaikuttaa ainoastaan magneettivuon B suuruuteen vaikuttamalla, sillä roottorivirta I_r määräytyy magneettivuon B roottorin johteisiin indusoiman sähkömotorisen voiman ja roottorikäämin impedanssin perusteella. Magneettivuon tiheyden B määräytyminen voidaan selvittää muodostamalla staattorikäämille yksinkertaistettu piirikaavio (kuva 23).



Kuva 23. Staattoripiirin yksinkertaistettu piirikaavio (Hughes ja Drury, 2013, s. 152).

Piirikaavion perusteella saadaan staattorin Kirchhoffin jännitelain mukainen yhtälö muotoon

$$U = E_s + I_m R, \quad (60)$$

missä U on lähdejännite [V],

E_s on staattorikäämiin indusoituva sähkömotorinen voima [V]

I_m on staattorikäämissä kulkeva virta [A]

ja R on staattorikäämin resistanssi [Ω].

Normaalissa käyttötilanteessa eli jättämän ollessa pieni on resistanssin aiheuttama jännitehäviö $I_m R$ merkityksettömän pieni sähkömotoriseen voimaan verrattuna. Näin ollen $U \approx E_s$. Induktiolain perusteella tiedetään, että johtimeen indusoituva sähkömotorinen voima riippuu magneettivuon muutosnopeudesta, jolloin

$$E_s \propto B_m f, \quad (61)$$

kun B_m on vaihtuvasuuntaisen magneettivuon tiheysamplitudi [T]
 ja f on staattorin syötettävän vaihtovirran taajuus [Hz].

Kun merkitään $E_s=U$ ja ratkaistaan yhtälöstä (61) magneettivuon tiheys, saadaan yhtälöksi

$$B_m = \frac{kU}{f}, \quad (62)$$

missä k on käämin rakenteen määräämä vakio.

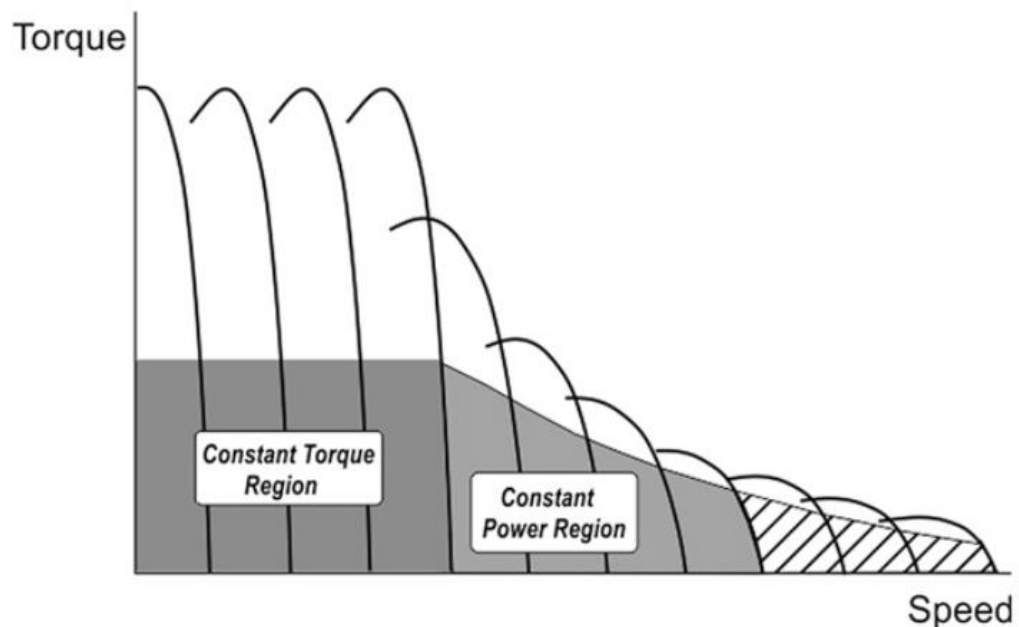
Yhtälöstä (62) havaitaan, että staattorin tuottama magneettivuo eli samalla moottorin tuottama vääntömomentti on suoraan verrannollinen staattorikäämiin syötetyn vaihtovirran jänniteamplitudin suuruuteen ja kääntäen verrannollinen vaihtovirran taajuuteen. Kun lisäksi huomioidaan, että kaavan (56) mukaisesti moottorin tahtinopeus on suoraan verrannollinen vaihtovirran taajuuteen f , ovat kaikki induktiomoottorin taajuusmuuttajaohjauksen perusperiaatteet selvillä.

Kuten aikaisemmin todettiin, jättämän kasvaessa roottoriin indusoituvan sähkömotorisen voiman amplitudi ja taajuus kasvavat. Tästä seuraava induktanssin kasvaminen lisää roottoripiirin induktanssia ja yhdessä kasvavan roottorivirran kanssa lisäävät roottorijohdinten lämpenemistä ja näin ollen pienentävät moottorin hyötysuhdetta. Jotta moottori saadaan toimimaan hyvällä hyötysuhteella myös pienillä pyörimisnopeuksilla, tulee moottorin tahtinopeutta pienentää siten, että kullakin pyörimisnopeudella ollaan jättämän raja-arvojen sisäpuolella. Tahtinopeuden pienentämiseksi täytyy joko pienentää syötetyn vaihtovirran taajuutta tai kasvattaa staattorin napalukua (yhtälö (56)). Staattorin napalukua muuttamalla päästään kuitenkin vain rajalliseen portaalliseen säätöalueeseen, sillä napaluvun tulee aina olla parillinen ja sen maksimiarvon määrää staattorin käämitysjärjestys. Paras menetelmä tahtinopeuden jatkuvaan portaattomaan säätämiseen on siten säätää syötettävän virran taajuutta.

Syötettävän virran taajuuden muuttaminen vaikuttaa yhtälön (62) mukaisesti myös staattorin tuottamaan magneettivuohon. Mikäli virran taajuutta pienennetään jänniteamplitudin pysyessä ennallaan kasvaa tällöin myös magneettivuon tiheys. Moottorimalleille on määritelty magneettivuon tiheyden nimellisarvo, jonka läheisyydessä operoitaessa moottorin suorituskyky ja hyötysuhde ovat suurimmillaan (Hughes ja Drury, 2013, s. 208). Jotta nimellisarvosta ei poikettaisi, tulee jännite-

taajuussuhteen pysyä vakiona tahtinopeutta muutettaessa. Hyvin pieniin syöttötaajuuksiin siirryttäessä eli pienillä lähdejännitteillä staattorikäämin resistanssin aiheuttama jännitehäviö alkaa nousta merkittäväksi, jolloin vakiosuhteella operoitaessa magneettivuo heikkenee pienentäen saavutettavaa vääntömomenttia. Edistyneet moottorinohjaukset huomioivat tämän ja suurentavat jännite-taajuussuhteen arvoa pienillä taajuuksilla.

Suurille kierrosnopeuksille mentäessä jännite-taajuussuhteen vakioarvon käyttöä rajoittaa muuntajalta saatava maksimijännite (Hughes ja Drury, 2013, s.208). Tyypillisesti taajuusmuuttajan invertterin lähtöjännitteen maksimi on sama kuin invertterin tulojännite, toisin sanoen 400V verkkoon kytkettynä sähkömoottorille syötettävän jännitteen maksimi on 400V. Suurilla kierrosnopeuksilla maksimijännitteen yläpuolella alkaa staattorin magneettivuo heiketä yhtälön (62) mukaisesti. Kuvassa 24 on esitetty taajuusmuuttajaohjatun induktiomootorin toiminta-alueet nopeus-vääntökoordinaatistossa. Kuvasta havaitaan, että perusnopeuden alapuolella moottori operoi vakiovääntömomenttialueella. Kun nopeus nousee perusnopeuden yläpuolelle, siirrytään vakiotehon alueelle syöttöjännitteen saavutettua maksimiarvonsa.



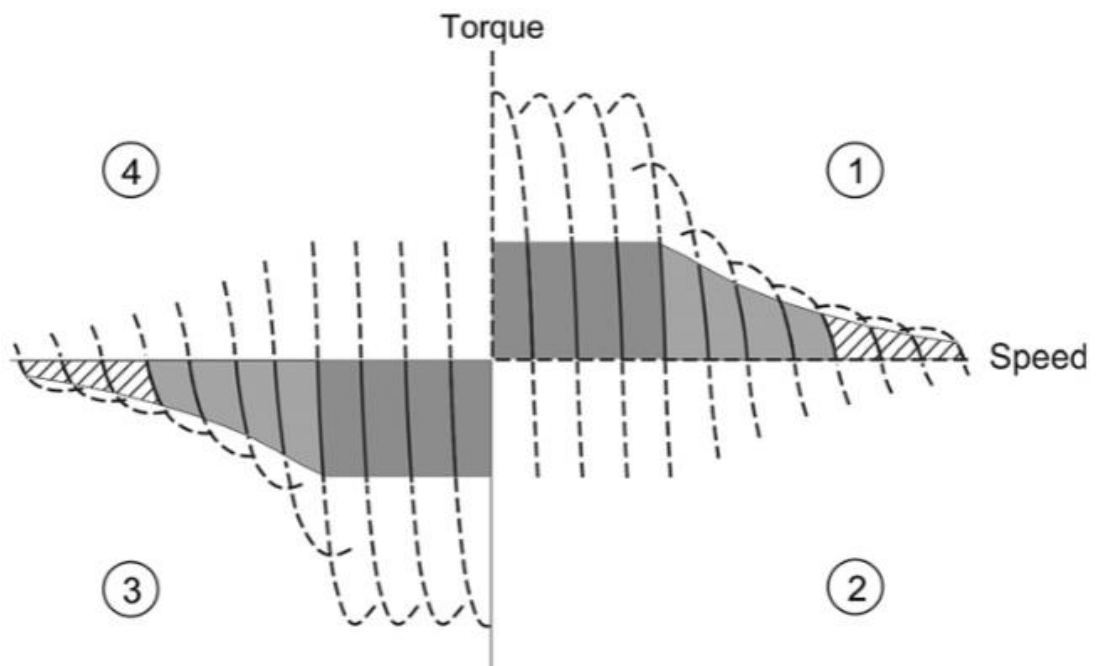
Kuva 24. Taajuusmuuttajaohjatun induktiomootorin nopeus-vääntökäyrä (Hughes ja Drury, 2013, s. 212).

3.3.6 Vaihtovirtamoottorin tuottama jarrutusvääntömomentti

Sivuvirtamoottorin tapaan myös häkkikäämitty induktiomoottori alkaa toimia generaattorina nopeuden ylittäessä tietyn raja-arvon. Tasavirtamoottorin tapauksessa kyseinen raja-arvo oli kierrosnopeuden arvo, jossa ankkurikäämiin indusoitunut sähkömotorinen voima vastaa ankkurille syötettävää jännitettä. Induktio-moottori puolestaan alkaa toimia generaattorina, kun roottori kiihdytetään yli staattorin magneettikentän tahtinopeuden, toisin sanoen silloin kun jättämä menee negatiiviseksi. Induktio-moottorin ja tasavirtamoottorin generaattoritoiminta kuitenkin eroavat toisistaan siinä, että induktio-moottori tarvitsee myös generoidessaan virtalähteen magneettikentän luomiseen (Hughes ja Drury, 2013, s. 188).

Induktio-moottorin generointialueen vääntökäyrä on peilikuva moottoritoiminta-alueen vääntökäyrästä tahtinopeuden leikkaavan y-akselin suuntaisen suoran sekä x-akselin suhteen. Vääntömomentin yhtälö (59) pätee myös generoinnissa. Kun jättämä on negatiivinen, moottorin roottorin pyörintänopeus on suurempi kuin staattorin muodostaman magneettikentän. Verrattuna tilanteeseen, jossa jättämä on positiivinen, on magneettikentän ja roottorin johteiden välinen suhteellinen liike nyt erisuuntaista, jolloin roottorin johteisiin indusoituva virta I_a saa negatiivisen arvon.

Generointipuolella pätevät samat lainalaisuudet käyttökelpoisen jättämäalueen suhteen kuin moottoritoimintapuolella. Itseisarvoltaan suuri jättämä aiheuttaa suuren vaihtotaajuuden sekä amplitudin roottoriin indusoituvalle sähkömotoriselle voimalle, jolloin johteissa kulkeva virta nousee haitallisen korkeaksi. Suuremmilla jättämän itseisarvon arvoilla myös indusoituvan jännitteen ja roottorivirran välisen vaihe-eron merkitys nousee huomattavaksi vähentäen tuotettavaa negatiivista vääntömomenttia entisestään. Esitettyjen rajoitteiden takia tehokkaan ja käyttöalueeltaan laajan hyötöjarrutuksen aikaansaaminen induktio-moottorilla vaatii taajuusmuuttajakäyttöä, jolla kyetään vaikuttamaan syötettävän magnetointijännitteen amplitudiin ja taajuuteen. Taajuusmuuttajakäytöllä varustettuna induktio-moottorin jarrutusmomenttikuvaaja muodostaa peilikuvan nopeusakselin suhteen moottorilla tuotettavan vääntömomentin kuvaajan kanssa (kuva 25).



Kuva 25. Taajuusmuuttajakäytetyn induktiomoottorin vääntömomenttikuvaajat neljässä toimintaneljänneksessä (Hughes ja Drury, 2013, s. 215).

3.4 Magneettinen kiskojaru

Edellä esitetyille jarrutyypeille on yhteistä kiskoihin välittyvän jarruvoiman riippuvuus kiskopyörän ja kiskon välisestä adheesiosta. Heikentyneissä kitkaolosuhteissa liian suuri akselille tuotettu jarruttava momentti aiheuttaa kiskopyöräparin lukkiutumisen ja akselin tuottaman jarruttavan voiman romahtamisen. Tämän takia adheesioriippuvaisten jarrutyypin rinnalla käytetään täydentäviä jarrutusjärjestelmiä vaunun jarrutussuorituskyvyn takaamiseksi.

Yksi yleisimmin käytössä olevista täydentävistä jarrujärjestelmistä on magneettinen kiskojaru. Magneettinen kiskojaru tuottaa jarruttavan voiman kiskon ja kitkaelementin välisen kitkaparin avulla. Kitkapintojen välinen normaalivoima luodaan kitkaelementin yhteyteen sijoitetulla voimakkaalla sähkömagneetilla. Kitkaelementtien kulutuspinna on materiaaaliltaan tyypillisesti terästä tai valurautaa. Kiskojarrut sijoitetaan tavallisesti telin sivuille kiskopyörän väliin, jolloin kiskojarruelementtien lukumäärä vaunulla on tyypillisimmin telien määrä kerrottuna kahdella. Rautateillä liikkuvan kaluston magneettisten kiskojarrujen rakenteita koskevia määräyksiä on annettu UIC säännöskokoelmassa 541-06.

Kiskojarrujärjestelmät voidaan jakaa kiinnitys- ja aktivoimismekanismin perusteella kahteen eri kategoriaan. Suuriin ajonopeuksiin tarkoitettussa kalustossa käytetään usein korkealle irti kiskosta nousevia järjestelmiä, joissa kiskojaru lasketaan kontaktiin jarrutuksen alussa paineilmasylinterien avulla ennen sähkömagneetin aktivoimista. Tämän kaltaisissa järjestelmissä kiskojarrun ja kiskon välinen etäisyys normaalitilanteessa on suuri, yli 60 mm. Hitaammille linjanopeuksille tehdyissä ajoneuvoissa on yleisesti käytössä järjestelmiä, joissa kiskon ja kiskojarrun välinen etäisyys on pieni, noin 6–12 mm, jolloin pelkkä sähkömagneetin aktivoiminen riittää vetämään kiskojarrun kiskoa vasten (Cruceanu, 2012).

Tönkkäjarrujen toimintaa tarkastelevassa kappaleessa esitetty metallikitkapintaparin välisen kitkakertoimen käänteinen riippuvuus liukumisnopeudesta rajoittaa saavutettavissa olevaa jarrutussuorituskykyä myös magneettista kiskojarrua käytettäessä. Standardissa EN 14531-1 esitetään kiskojarruelementin ja kiskon välisen hetkellisen kitkakertoimen kaava muodossa

$$\mu_{MG} = \frac{1}{k_1 * v + k_0}, \quad (63)$$

missä μ_{MG} on kitkaelementin hetkellinen kitkakerroin,
 k_1 on järjestelmäkohtainen kerroin [s/m]
 ja k_0 on järjestelmäkohtainen vakio.

Kitanov ja Podol'skii (2008) esittävät puolestaan kiskojarujen käyttöä suurinopeuksisissa junissa tarkastelevassa raportissaan kitkakertoimelle empiirisen yhtälön

$$\mu_{MG}(v) = \mu_{fr}^0 * \frac{v+100}{5v+100}, \quad (64)$$

missä μ_{fr}^0 on kitkakertoimen arvo liukumisnopeuden ollessa lähellä nollaa.

Kun pintojen välinen kitkakerroin on tiedossa, saadaan kiskojarun tuottama jarruttava voima EN 14531-1 mukaisesti kaavalla

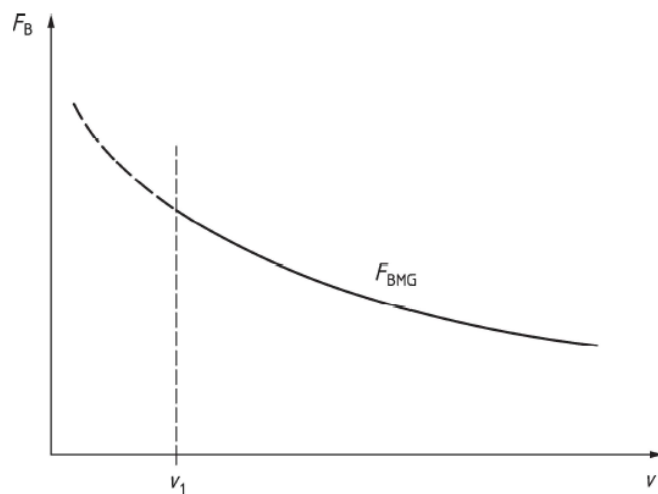
$$F_{BMG} = F_{AMG} * \mu_{MG}, \quad (65)$$

missä F_{BMG} on jarruttava voima [N]
 ja F_{AMG} on kitkapintoja yhteen puristava normaalivoima [N].

Koska kitkakertoimen suuruus pienenee nopeasti nopeuden kasvaessa, on kitkaparien välisen normaalivoiman oltava verrattain suuri merkittävän jarrutusvoiman aikaansaamiseksi myös suurissa nopeuksissa. Cruceanu (2012) esittää, että pienellä ~1 kilowatin eksitaatioteholla voidaan tuottaa 50–70 kN normaalivoima yhdellä kiskojaruelementillä. Kitinov ja Podol'skii (2008) antavat pehmeän terässeoksen ja ratakiskon väliseksi kitkakertomeksi liukumisnopeudella 50 km/h empiirisen laskentamallin (64) mukaisesti 0,09 ja mitattujen tulosten perusteella 0,11. Näin ollen kyseisellä materiaaliparilla saataisiin aikaiseksi 5 kN kiskojarukohtainen jarruttava voima. 6-telisellä raitiovaunulla jarruttavan voiman kokonaismääräksi saataisiin siten 60 kN mikä on tasoltaan lähellä tyypillisten raitiovaunujen levyjarrujärjestelmien tuottamaa jarruttavaa voimaa.

Voimakkaasti nopeudesta riippuva jarrutusvoima aiheuttaa rajoituksia magneettisen kiskojarun käytölle pienissä nopeuksissa. Kalustokohtaisissa asetuksissa määritetään

tyypillisesti jarrutustilanteille kiihtyvyyden raja-arvoja. Näiden perusteella magneettinen kiskojarru voidaan joutua ohjelmoimaan ylösnostettavaksi tietyn käyttöalueen alarajanopeuden kohdalla, jotta maksimihidastuvuudelle asetettua raja-arvoa ei ylitetä (kuva 26). EN 14531-1 mukaisesti kyseistä nopeutta kuvataan kiskojarrun käyttöparametreissä lyhenteellä v_1 . Myös rataverkon hallinnoija voi asettaa omat vaatimuksensa magneettisen kiskojarrun käytölle ja jopa kieltää sen käytön tietyillä rataosuuksilla, sillä kiskojarrusta ratakiskoon välittyvä voima voi nousta huomattavasti kiskopyöriä jarruttavia adheesiorajoitteisia jarrujärjestelmiä suuremmaksi. Magneettisessa kiskojarrussa käytettävät voimakkaat sähkömagneetit voivat lisäksi aiheuttaa toimiessaan häiriöitä rataan asennettujen kulunvalvontalaitteiden toimintaan. Esitettyjen syiden takia magneettinen kiskojarru otetaan käyttöön yleensä ainoastaan hätäjarrutuksissa. Kiskojarrujen käyttö täydentävänä jarrujärjestelmänä voi heikentyneissä kitkaolosuhteissa parantaa myös adheesioriippuvaisten jarrujärjestelmien suorituskyykyä, sillä kiskopyörien välissä kiskoa laahaavat kiskojarrut puhdistavat kiskon pintaa poistaen pinnalta lehtiä ja muita epäpuhtauksia.



Kuva 26. Jarrutusvoiman kehitys nopeuden funktiona magneettista kiskojarrua käytettäessä (SFS-EN 14531-1:2015).

3.5 Pyörrevirtajarru

Pyörrevirtajarru on jarrujärjestelmä, jossa jarruttava voima tuotetaan ilman kontaktia metallisen johtavan massan liikkeessä voimakkaiden magneettien muodostamassa magneettikentässä. Vaikka magneettien tuottama magneettikenttä säilytetään vakiona, aiheutuu johtavan massan ja magneetin välisestä liikkeestä tilanne, jossa magneettivuoto paikallisesti vahvistuu ja heikkenee magneetin liikkeessä kappaleen läheisyydessä. Faradayn induktiolain mukaisesti tämä muuttuva magneettivuoto indusoi johtavaan kappaleeseen sähkömotorisen voiman, jonka suuruus on suoraan verrannollinen magneettivuon muutosnopeuteen.

$$\varepsilon = -\frac{d\Phi}{dt}. \quad (66)$$

Kappaleeseen indusoituva sähkömotorinen voima muodostaa kappaleen sisälle pyörrevirtoja, joiden voidaan kuvitella olevan kappaleen sisällä sijaitsevia suljettuja virtasilmukoita. Lenzin lain perusteella indusoidun pyörrevirran suunta määräytyy niin, että sen luoma magneettikenttä pyrkii vastustamaan pyörrevirran indusoinutta magneettivuon muutosta. Näin ollen kappaleeseen indusoituva pyörrevirta on sen suuntainen, että sen muodostama magneettikenttä pyrkii vahvistamaan heikentyvää magneettivuota ja heikentämään vahvistuvaa magneettivuota.

Pyörrevirran suuruudelle saadaan lauseke sijoittamalla yhtälö (66) Ohmin lakiin ja ratkaisemalla saadusta yhtälöstä virta:

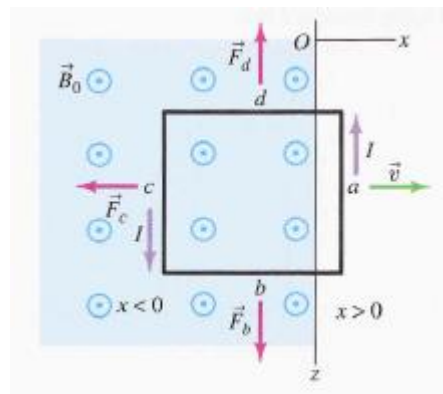
$$I_{ed} = \frac{1}{R} \frac{d\Phi}{dt}. \quad (67)$$

Näin voidaan todeta, että pyörrevirran suuruus on suoraan verrannollinen magneettivuon muutosnopeuteen ja käänteisesti verrannollinen johdinmateriaalin resistanssiin. Kun huomioidaan, että magneettivuon muutosnopeus eli indusoidun sähkömotorisen voiman suuruus voidaan paikallaan olevan vakiosuuruisen magneettikentän ja magneettikentän läpi liikkuvan johteen tapauksessa ilmoittaa kappaleen nopeuden, magneettivuon tiheyden sekä magneettikentän lävistävän kappaleen leveyden avulla (Fishbane, Gasiorowicz & Thornton 2005, s.851), saadaan silmukan pyörrevirran yhtälö muotoon

$$I_{ed} = \frac{B_0 v l}{R}, \quad (68)$$

missä I_{ed} on pyörrevirran suuruus [A],
 R on tarkasteltavan virtasilmukan resistanssi [Ω],
 v on kappaleen nopeus [m/s],
 B_0 on magneettivuon tiheys [Vs/m²]
ja l on kappaleen leveys poikittaissuunnassa [m].

Jarruttavan voiman muodostumismekanismin periaate käy ilmi, kun tarkastellaan kappaleen sisälle kuvitellun suljetun virtasilmukan liikettä magneetin magneettikentän reuna-alueilla. Kuvassa 27 on esitettyä Lorentzin voiman määräytyminen johdinsilmukassa, joka on juuri poistumassa magneettikentästä. Faradayn induktiolain mukaisesti magneettivuon muutoksen kokevaan etummaiseen poikittaiseen johdeosuuteen a indusoituu sähkömotorinen voima. Lenzin laki määrää virran kulkusuunnan, tässä tapauksessa magneettivuon suunnan ollessa paperista ylöspäin pyrkii indusoitua virta vahvistamaan heikkenevää magneettivuota kulkemalla silmukassa vastapäivään. Silmukassa kulkeva virta aiheuttaa tasaisessa magneettikentässä kulkeviin johdinosuuksiin Lorentzin voimia. Kuten esitetystä kuvasta voidaan havaita, osuuksien b ja d Lorentzin voimat ovat vastakkaissuuntaiset, joten ne kumoavat toisensa. Sen sijaan johdinosuuteen c kohdistuu liikesuunnan vastainen voima oikean käden säännön mukaisesti. Vastaava ilmiö toistuu, kun johdin a on jo magneettikentässä ja johdin c kokee magneettikentän muutoksen.



Kuva 27. Lorentzin voimien määräytyminen magneettikentästä poistuvassa johdinsilmukassa (Fishbane, Gasiorowicz & Thornton 2005, s.858).

Liikesuuntaan nähden poikittain olevaan johtimeen kohdistuva Lorentzin voima saadaan kaavalla

$$F_j = I_{ed} l B_0, \quad (69)$$

missä F_j on johtimeen kohdistuva voima [N],

I_{ed} on pyörrevirta [A],

l on johtimen pituus [m]

ja B_0 on magneettivuon tiheys [Vs/m²].

Kun sijoitetaan kaavaan (69) pyörrevirran lauseke (68) ja huomioidaan, että kappaleen sisälle kuvitellun poikittaissuuntaisen johtimen pituus on yhtä suuri kuin kappaleen leveys, saadaan virtasilmukkaan kohdistuvan kokonaisvoiman suuruudeksi

$$F_C = \frac{v l^2 B_0^2}{R}. \quad (70)$$

Kaavasta havaitaan suoraan tekijät, jotka vaikuttavat pyörrevirtajarrun tuottamaan jarruttavaan voimaan. Päinvastoin kuin kitkaan perustuvien jarrulajien tapauksessa, pyörrevirtajarrun tuottama jarruttava voima kasvaa, kun pintojen välinen nopeusero kasvaa. Jarruttavaa voimaa voidaan kasvattaa alentamalla magneetteja ja johtimena toimivaa vastakappaletta. Myös vahvemmillä magneeteilla saadaan lisättyä jarruttavan voiman määrää. Maksimijarruvoiman saavuttamiseksi on oleellista, että käytettävä johtava vastakappale on materiaaaliltaan mahdollisimman hyvin sähköä johtavaa.

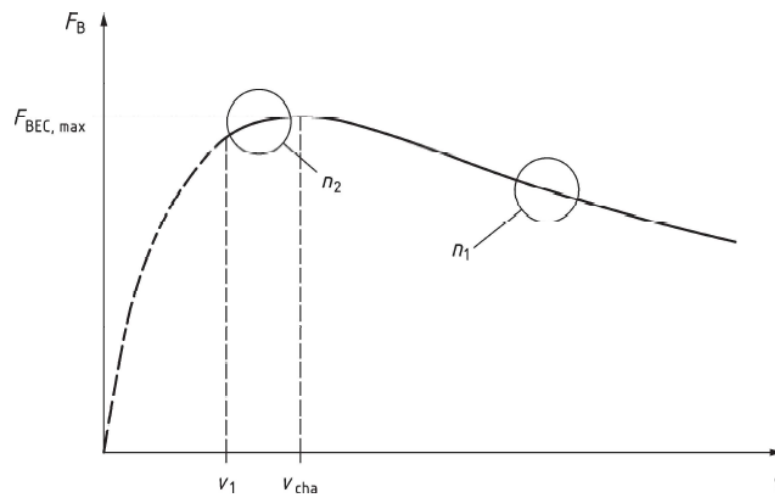
Edellä mainittujen tekijöiden lisäksi on huomioitava, että johteena toimivan kappaleen osaan kohdistuu Lorentzin voimia ainoastaan silloin, kun se liikkuu magneettikentän epäjatkuvuuskohdan läpi. Tämän takia pyörrevirtajarrujen konstruktio on yleensä sellainen, että useita magneetteja on sijoitettu liikesuuntaan nähden peräkkäin jonoon siten, että jarrutettavaa kappaletta vasten on vuorotellen N- ja S-napa. Näin magneettivuon tiheys muuttuu jatkuvasti jarruelementin ohi liikuttaessa.

Standardissa EN 14531-1 esitetään yksinkertaistettu, jarrumallille ominaisiin vakioihin perustuva laskentakaava pyörrevirtajarrun tuottamalla hetkelliselle jarrutusvoimalle. Hetkellisen jarruvoiman yhtälö on muotoa

$$F_{BEC} = F_{BEC,max} * \frac{2}{\left(\frac{v}{v_{cha}}\right)^n + \left(\frac{v_{cha}}{v}\right)^n}, \quad (71)$$

missä F_{BEC} on pyörrevirtajarrun tuottama hetkellinen jarruvoima [N],
 $F_{BEC,max}$ on pyörrevirtajarrumallille ominainen maksimijarrutusvoima [N],
 v_{cha} on jarrumallin karakteristinen nopeus jossa $F_{BEC}=F_{BEC,max}$ [m/s]
 ja n on jarrutyypille ominainen vakio.

Kaavan eksponentiksi n sijoitetaan joko vakio n_1 tai n_2 riippuen siitä, onko tarkasteltava hetkellinen nopeus suurempi vai pienempi kuin karakteristinen nopeus. Kuvassa 28 on esitetty hetkellisen jarruvoiman yhtälön määrittämä pyörrevirtajarrun jarruvoiman ominaiskuvaaja.



Kuva 28. Pyörrevirtajarrun tuottama jarrutusvoima nopeuden funktiona (SFS-EN 14531-1:2015).

Käytössä olevat pyörrevirtajarrut voidaan jakaa kahteen kategoriaan käytetyn johtavan massan mukaisesti. Ensimmäinen tyyppi on pyörrevirtakiskojarru, joka nimensä mukaisesti käyttää johtavana massana ratakiskoa. Magneetit on yleensä sijoitettu magneettisen kiskojarrun tavoin kiskopyörien välissä oleviin, teleihin tuettuihin elementteihin. Magneetit on sijoitettu peräkkäin kiskon suuntaisesti siten, että kiskoa vasten on vuorotellen N- ja S-napa. Käytettävät magneetit voivat olla joko sähkö- tai kestopagneetteja. Jarruelementit ovat tyypillisesti normaalitilanteessa korkealla kaukana kiskon pinnasta ja jarrutustilanteessa ne lasketaan alle 6–8 mm etäisyydelle kiskosta laitemallista riippuen (Cruceanu 2012).

Toinen pyörrevirtajarrutyyppi on pyörivämassainen pyörrevirtajarru. Rakenteeltaan tämä malli muistuttaa levyjarrua, sillä jarrutettavana massana toimii johtavasta materiaalista valmistettu kiekko. Kiekko on yhdistetty mekaanisesti jarrutettavaan akseliin, esimerkiksi vaunun pyöräkertaan. Jarrutettavana levynä voi tämänkaltaisessa rakenteessa toimia

myös vaunun kiskopyörä. Jarrutyypin tuottama voima on näin ollen riippuvainen kiskopyörän ja kiskon välisestä adheesiosta. Pyörrevirtajarrun jarruvoiman nopeusriippuvuus aiheuttaa toisaalta sen, että pyörrevirtajarrulla jarrutettava akseli ei koskaan lukkiudu jarruvoiman pudotessa nopeasti pintojen välisen nopeuseron pienentyessä. Jarruttavan voiman tuottavat magneetit on sijoitettu jarrulevyn kehän suuntaisesti vuorotellen S- ja N-napa jarrulevyä kohden jarrusatulaa muistuttavaan yksikköön. Magneettiyksikkö voi olla tuettuna suoraan teliin, jolloin magneettien ja levyn välisen ilmaraon suuruudessa tulee huomioida myös pyöräkerran liike. Tällöin ilmaraon kasvaessa menetetty jarruttava voima joudutaan kompensoimaan kasvattamalla sähkömagneettien eksitaatiotehoa. Toinen tuentavaihtoehto magneettiyksikölle on akselituenta. Tällöin yksikkö seuraa pyöräkerran liikkeitä, joten ilmarako voidaan asettaa jarrun toiminnan kannalta optimaaliseksi. Rakenteeltaan tämä ratkaisu on kuitenkin edellistä monimutkaisempi, sillä yksikön pyörimisliike akselin ympäri tulee estää erillisellä mekanismilla.

Esitetyistä pyörrevirtajarruratkaisuista kiskojaru on täydentävänä jarrujärjestelmänä monikäyttöisempi, sillä sen tuottama jarrutusvoima ei rajoitu kiskopyörän ja kiskon välisen adheesion perusteella. Pyörrevirtajarrun jarrutustehoa rajaa myös käytettävän pyörivän massan koko, sillä massan tulee pystyä sitomaan ja haihduttamaan jarrutuksessa tuotettu lämpöenergia ilman sen rakenteen vaarantumista. Jarrulevygeometrialla voidaan kuitenkin pyrkiä maksimoimaan lämmön konvektio levyn läpi virtaavaan ilmaan. Ratakisko on lämpöä sitovana massana hyvin suuri, jolloin merkittävää lämpenemistä tapahtuu ainoastaan paikallisesti. Syntyvä paikallinen lämpeneminen voi kuitenkin tarkoittaa käyttörajoituksia pyörrevirtakiskojarun käytölle. Cruceanu (2012) esittää raportissaan tuloksia pyörrevirtakiskojarujen aiheuttamaa kiskojen lämpenemistä käsittelevistä tutkimuksista. Soogawan, Shaiton ja Shimizun (1970) tutkimuksessa todettiin, että 10 mm ilmaraolla kiskon paikallinen lämpeneminen oli maksimissaan 10°C 12 mm syvyydellä kiskon pinnasta. Cruceanu toteaa tarkasteltujen tutkimuksien perusteella (Pouillet (1974); Soogawa et al. (1970, 1971)), että paikallinen lämpötilahuippu on tasaantunut muun kiskon lämpötilan kanssa jo 10–20 minuuttiin aikajakson jälkeen. Näin ollen ongelmia aiheutuisi ainoastaan hyvin taajaan liikennöidyillä rataosuuksilla, joissa on kohtia, jotka vaativat säännönmukaisesti ajoneuvoja suorittamaan voimakkaan jarrutuksen.

Kitkaolosuhteista riippumaton jarrutussuorituskyky on nostanut pyörrevirtakiskojarrun tärkeään rooliin osana suurinopeuksisen rautatieliikenteen kehittymistä. Yksinään jarrutyyppejä ei kuitenkaan pysty vastaamaan kaikkiin käyttötilanteisiin eikä toimimaan hätäjarruna sillä jarrutuksien loppuvaiheessa sekä pysähtymistilanteessa joudutaan jarruvoima tuottamaan muilla, adheesiosta riippuvaisilla jarrutyypeillä. Kitanov ja Podol'skii (2008) esittävät pyörrevirta- ja magneetikiskojarrua käsittelevässä tutkimuksessaan ratkaisuksi yhdistelmäiskojarrua, jolla yhdistettäisiin molempien kiskojarrutyyppeiden parhaat ominaisuudet. Tutkimuksessa tarkasteltiin molempien kiskojarrutyyppeiden jarrutusvoiman käyttäytymistä nopeuden funktiona sähkö- sekä kestopagneetteja käytettäessä. Tämän lisäksi tutkimuksessa pyrittiin selvittämään optimaalinen magneetin navan pituus kiskon suunnassa. Simulaatiolaskentamallilla saadut tulokset verifioitiin vertaamalla niitä kokeelliseen dataan. Tutkimuksen tuloksista havaitaan, että kestopagneetteja käyttävällä yhdistelmäiskojarrulla saavutettiin paras jarrutussuorituskyky nopeusvälillä 0-350 km/h. Tasaisin ominaisjarrutusvoiman kuvaaja saavutettiin yhdistelmäjarrulla jossa käytettiin 100 mm napapituutta, tällöin ominaisjarrutusvoiman maksimi 17,5 kN/m saavutettiin nopeudessa 150 km/h ja minimi 11 kN/m nopeudessa 350 km/h. 0 km/h nopeudessa ominaisjarrutusvoima oli arvossa 12 kN/m. Kestopagneettien käytössä on etuna se, että magneetit säilyvät magnetisoituina myös ulkoisen tehonsyötön katkeamisen jälkeen. Näin ollen kiskojarru toimisi hätäjarruna myös vikatilanteessa, mikäli jarrun aktivointi on toteutettavissa vikatilanteen ilmenemisen jälkeen. Päällekytkentä voidaan kestopagneetteja käytettäessä toteuttaa esimerkiksi siten, että normaalitilanteessa magneetit ovat napojensa suhteen vaakatasossa ja jarrua aktivoitaessa ne käännetään pystyasentoon siten, että haluttu napa osoittaa kohti kiskon pintaa.

3.6 Hydrodynaaminen jarru

Hydrodynaaminen jarru 1. hydraulinen hidastin tuottaa jarruttavan voiman hidastinyksikön sisällä pyörivän roottorin sekä yksikön kuoreen tuetun, paikallaan pysyvän staattorin avulla. Hidastinyksikkö sijoitetaan pyörivälle akselille ja sen pyöriminen estetään, jolloin roottorin ja staattorin välille syntyy akselin pyörimisnopeuteen verrannollinen nopeusero. Jarrutuksen aikaansaamiseksi hidastinyksikköön pumpataan öljyä. Roottori pakottaa yksikön sisällä olevan öljyn pyörivään liikkeeseen. Roottorin säteittäissuuntaisissa kanavissa olevilla öljypartikkeleilla on roottorin pyörimisestä aiheutuvaa tangentialinopeutta sekä partikkelien liikkeen jatkuvuudesta johtuvaa radiaalinopeutta partikkelien pyrkiessä kohti roottorin ulkoreunaa. Roottorin ulkoreunalla partikkelien radiaalinopeus ohjataan aksiaalisuuntaiseksi nopeudeksi, jolloin öljy kulkeutuu roottoria vasten sijoitettuun staattoriin (kuva 29). Paikallaan pysyvään staattoriin joutuessaan öljy menettää nopeasti tangentialinopeutensa ja jatkaa radiaalinopeuden avulla staattorikanavan ohjaamana tietään takaisin kohti roottorin keskiosaa joutuen näin uudestaan staattorin kiihdyttäväksi. Öljymassan jatkuva kiihdytys ja jarrutus sitoo energiaa, jolloin roottoria pyörittävälle akselille syntyy jarruttava momentti. Öljyn sisäisten kitkahäviöiden sekä seinämäkontaktien takia nesteen liike-energia muuttuu jarrutuksessa öljyn sekä hidastimen komponenttien lämpöenergiaksi, joten hydrodynaamisen hidastimen jatkuvan toiminnan kannalta toimiva jäähdytys on tärkeää (Baggen 2004).

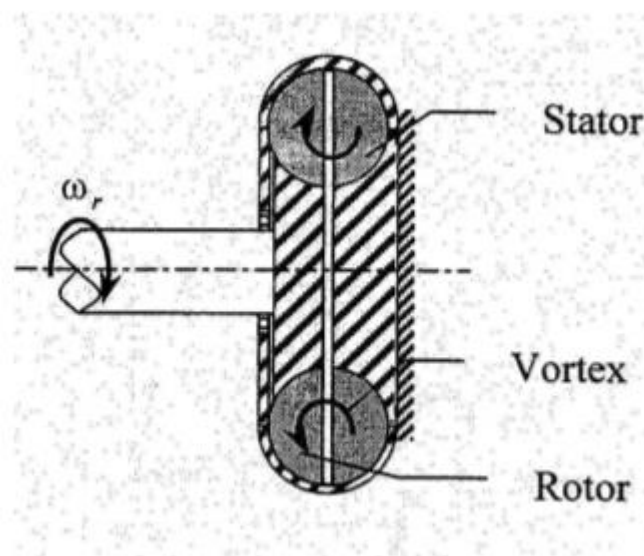


Figure 2.3: Schematic hydrodynamic retarder

Kuva 29. Hydrodynaamisen hidastimen toimintaperiaate (Baggen 2004).

Hydrodynaamisen hidastimen tuottamalle jarrutusvääntömomentille on johdettu yhtälö (Chen et al. 2016)

$$T = \lambda_m * \rho * g * \omega^2 * D_t^5, \quad (72)$$

missä T on tuotettu jarrutusvääntömomentti [Nm],

λ_m on tilanne- ja hidastinkohtainen vääntömomenttikerroin [(s/rad*m)²],

ρ on hidastimessa liikkuvan väliaineen tiheys [kg/m³],

g on putoamiskiihtyvyys [m/s²],

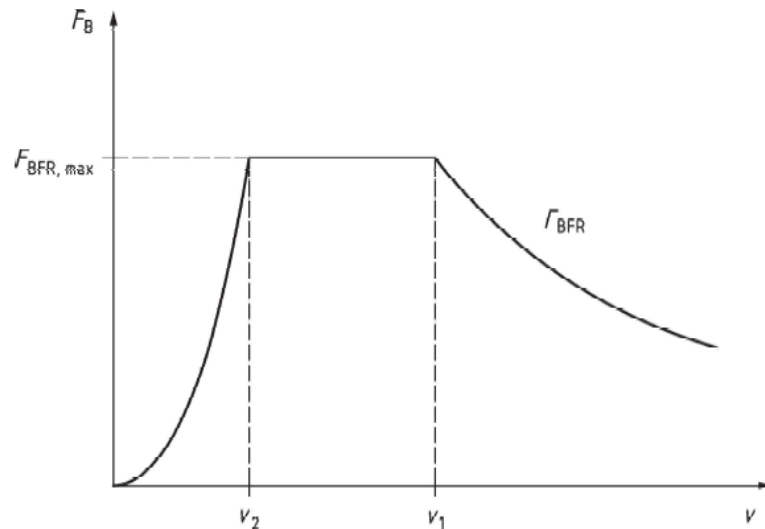
ω on roottorin kulmanopeus [rad/s]

ja D_t on roottorin ja staattorin muodostaman toruksen ulkohalkasija [m].

Yhtälöstä havaitaan, että tuotettu jarruttava momentti riippuu hidastimen käyttämästä väliaineesta, roottorin pyörimisnopeudesta sekä hidastimen fyysisistä mitoista. Näiden lisäksi vääntömomenttiin vaikuttaa vääntömomenttikerroin λ_m . Hidastimen vääntömomenttikertoimen suuruuteen vaikuttavat hidastimen geometria, staattorin ja roottorin pyörimisnopeuksien suhde sekä hidastimen öljytäyttöaste (Baggen 2004). Geometrian osalta vääntömomenttikertoimeen vaikuttaa hidastimen roottorin ja staattorin öljykammioiden siivekkeiden kehän suuntainen kallistuskulma roottorin ja staattorin välisen tason normaaliin nähden. Roottorin ja staattorin pyörimisnopeusero on staattoria käytettäessä luonnollisesti yhtä suuri kuin roottorin nopeus, jolloin vääntömomenttikerroin lisää pyörimisnopeuden vaikutusta tuotettuun vääntömomenttiin. Hidastimen öljytäyttöastetta puolestaan voidaan säätää hidastimen käytön aikana joko säätämällä hidastimeen syötettävän öljyn painetta ja virtausta tai hidastimen kehältä öljyä pois päästävän paineenrajoitusventtiilin herkkyyttä (Song et al. 2020).

Hydrodynaamisen hidastimen kierrosnopeus-vääntömomenttikuvaajassa on edellä mainittujen tekijöiden takia havaittavissa kolme toisistaan poikkeavaa aluetta. Roottorin ollessa paikallaan on hidastimen tuottama jarruttava momentti luonnollisesti nolla. Pienillä kierrosnopeuksilla tuotettua jarrutusvääntömomenttia rajoittaa roottorin pyörimisnopeus staattorin ja roottorin pyörimisnopeuden eron ollessa pieni. Heikon jarrutusmomentin alueen merkitys pyritään minimoimaan maksimoimalla hidastimen öljytäyttöaste. Kaavan (72) mukaisesti tuotettu vääntömomentti nähtee kasvamaan eksponentiaalisesti pyörimisnopeuden noustessa. Kun staattorin pyörimisnopeus nousee, saavutetaan hidastimen suunniteltu nimellinen maksimivääntömomentti. Nimellinen maksimivääntömomentti on tyypillisesti määritetty hidastimen rakenteen perusteella,

joten tämän nopeuden yläpuolella hidastinyksikön täyttöastetta aletaan rajoittaa rajoittamalla paineen nousua hidastimessa. Kun pyörimisnopeutta kasvatetaan entisestään, saavutetaan piste, jonka jälkeen vääntömomenttikäyrä alkaa laskea. Tätä aluetta sanotaan maksimijarrutustehon alueeksi. Tällä alueella tuotettua vääntömomenttia voi rajoittaa joko jäähdytyskapasiteetin tai öljytäyttönopeuden rajallisuus (Song et al. 2020; Lei et al. 2017). Hydrodynaamisen hidastimen tuottaman jarrutusvoiman kehitystä esittävä kuvaaja on esitetty kuvassa 30.



Kuva 30. Hydrodynaamisen hidastimen tuottaman jarrutusvoiman ominaiskuvaaja (SFS-EN 14531-1:2015).

Standardi EN 14531-1 antaa hydrodynaamisen hidastimen tuottamalle jarrutusvoimalle kolme eri yhtälöä riippuen siitä, millä nopeusalueella tarkasteltava hetkellinen nopeus sijaitsee. Standardi määrittelee karakteristiset nopeudet v_1 ja v_2 siten, että nopeuden v_1 yläpuolella liikutaan maksimijarrutustehon alueella ja nopeuden v_2 alapuolella pyörimisnopeuden rajoittaman jarrutusvoiman alueella (kuva 30). Nopeusalueiden jarrutusvoimayhtälöt ovat muotoa

$$F_{BFR} = F_{BFR,max} * \frac{v_1}{v}, \quad (73)$$

kun $v_1 < v \leq v_{max}$,

$$F_{BFR} = F_{BFR,max}, \quad (74)$$

kun $v_2 < v \leq v_1$,

$$F_{BFR} = F_{BFR,max} * \frac{v^2}{v_2^2}, \quad (75)$$

kun

$$0 < v \leq v_2,$$

F_{BFR} on hydrodynaamisella hidastimella tuotettu jarrutusvoima [N],

$F_{BFR,max}$ on hidastinmallin maksimijarrutusvoima [N],

v_1 on hidastinmallin ensimmäinen karakteristinen nopeus [m/s],

v_2 on hidastinmallin toinen karakteristinen nopeus [m/s]

v_{max} on hidastinmallin maksimikäyttönopeus [m/s]

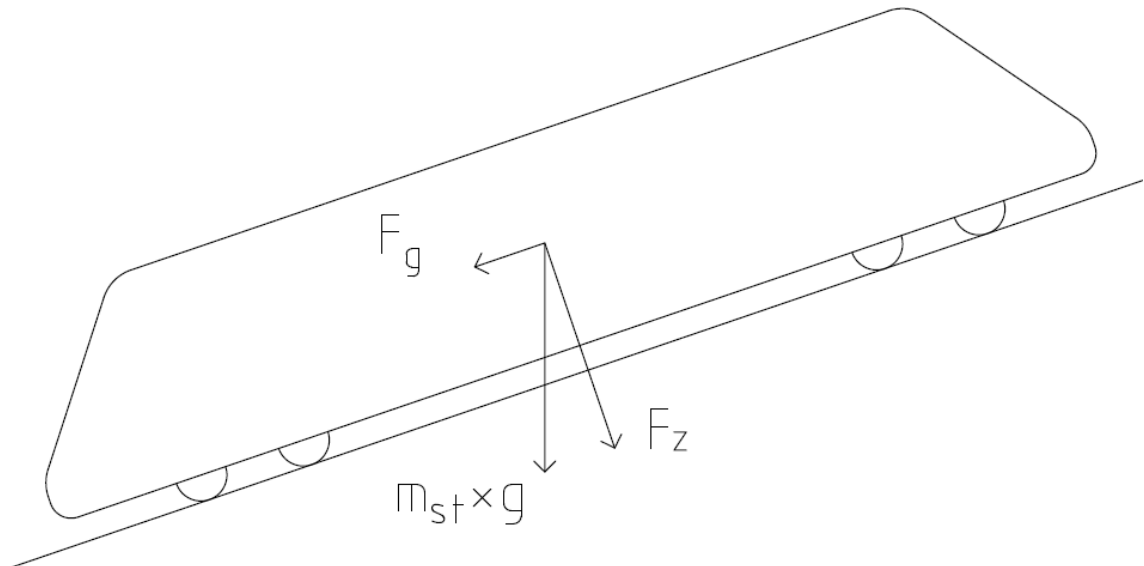
ja

v on tarkasteltava hetkellinen nopeus [m/s].

4 ULKOISET LIIKEVASTUSVOIMAT

4.1 Nousuvastusvoima

Jarrujärjestelmän tuottaman jarruttavan voiman lisäksi ajoneuvoon kohdistuu myös ulkoisia liikevastusvoimia. Näistä ensimmäiseksi tarkastellaan nousuvastusvoimaa. Nousuvastusvoima tarkoittaa putoamiskiihtyvyyden aiheuttamaa liikesuunnan suuntaista voimakomponenttia, joka esiintyy, kun ajoneuvo kulkee alustalla, jossa on pituuskaltevuutta. Pituuskaltevuuden mukaan nousuvastusvoima voi olla joko jarruttava tai kiihdyttävä voima. Nousuvastuksen muodostuminen on esitetty kuvassa 31.



Kuva 31. Nousuvastusvoiman määrittäminen.

Tasaisella alustalla ajoneuvon massa kohdistuvan putoamiskiihtyvyyden aiheuttama voima tuetaan kokonaan kiskojen ajoneuvoon kohdistavalla tukivoimalla. Pituuskaltevuuden vaikutuksesta putoamiskiihtyvyyden aiheuttama pystyvoima ei vaikuta enää kohtisuoraan ajopintaa kohti, jolloin voima voidaan jakaa kahteen komponenttiin. Merkitään voiman ajoneuvon pysty akselin suuntaista komponenttia termillä F_z ja pituus akselin suuntaista komponenttia termillä F_g . Kun huomioidaan pituuskaltevuuden määritelmä

$$i = \tan \alpha, \quad (76)$$

missä i on rataosuuden pituuskaltevuus

ja α on rataosuuden kaltevuuskulma,

saadaan voimakomponenteille yhtälöiksi

$$F_z = \frac{1}{\sqrt{i^2+1}} * m_{st}g, \quad (77)$$

sekä

$$F_g = \frac{i}{\sqrt{i^2+1}} * m_{st}g, \quad (78)$$

kun m_{st} on ajoneuvon staattinen massa [kg].

Tässä työssä käsiteltävissä laskuissa käsitellään ajoneuvon jarrutussuorituskykyä voimien aiheuttaman negatiivisen kiihtyvyyden eli hidastuvuuden avulla. Tämän takia käsiteltäköön nousuvastusvoimaa siten, että positiivinen nousuvastusvoima on jarruttava voima ja negatiivinen nousuvastusvoima on ajoneuvoa kiihdyttävä voima. Näin ollen voiman merkki määräytyy oikein pituuskaltevuuden merkin mukaan. Pituuskaltevuuden määritelmän mukaisesti pituuskaltevuus tarkoittaa ajoradan kahden pisteen välillä esiintyvän pystysuuntaisen siirtymän suhdetta pisteiden väliseen vaakasuuntaiseen siirtymään.

4.2 Standardin EN 14531 mukainen yhdistetty liikevastusvoima

Ajoneuvoon vaikuttavista ulkoisista liikevastusvoimista loput muodostuvat vierintäelimien kitkavastuksista ja pyörien vierintävastuksesta sekä ilmanvastusvoimista. EN 14531 –standardeissa nämä liikevastuksen komponentit huomioidaan yhdistetyllä liikevastusermillä F_{Ra} , joka määritetään yhtälöllä

$$F_{Ra} = A + B * v + C * v^2, \quad (79)$$

missä A on nopeudesta riippumaton vastusvoima [N],

B on karakteristinen kerroin [N/(m/s)]

ja C on karakteristinen kerroin [N/(m/s)²].

EN 14531-1 mukaisessa keskimääräisillä voimilla suoritettavassa suorituskykylaskennassa voidaan käyttää standardissa esitettyä edellisestä yhtälöstä johdettua jarrutuksen aikaisen keskiarvoisen liikevastusvoiman kaavaa liikevastuksen määrittämiseen. Liikevastusvoima ratkaistaan tällöin yhtälöllä

$$\overline{F_{Ra}} = A + \frac{2}{3} * B * \frac{v_0^2 + v_0 * v_{fin} + v_{fin}^2}{v_0 + v_{fin}} + \frac{1}{2} * C * (v_0^2 + v_{fin}^2), \quad (80)$$

missä v_0 on jarrutuksen lähtönopeus [m/s]

ja v_{fin} on jarrutuksen loppunopeus [m/s].

Yhtälön termi A kuvaa vierintäelimien aiheuttamasta kitkavastuksesta sekä pyörien vierintävastuksesta aiheutuvaa, nopeudesta riippumatonta liikevastusvoiman komponenttia. Nopeudesta riippumaton liikevastustermi A esitetään usein linearisoituna vaunun massasta riippuvana kertoimena. Näin ollen vakiotermi A saadaan laskennassa määritettyä helposti kaikille tarvittaville kuormitustapauksille.

Liikevastusyhtälön termi $B*v$ kuvaa puolestaan ajoneuvon järjestelmiä varten käyttöön johdetun ilmamassan liikemäärän muutoksesta aiheutuvaa voimaa. Voiman määräytyminen voidaan johtaa Newtonin toisen lain kautta: kappaleeseen kohdistuva voima on yhtä suuri kuin sen liikemäärän muutos aikavälillä. Näin ollen kappaleeseen kohdistuvaksi voimaksi saadaan

$$F = \frac{mV_2 - mV_1}{\Delta t}. \quad (81)$$

Koska tarkasteltava ”kappale” on tässä tapauksessa ilmaa, on luonnollista esittää massa massavirtana. Aikariippuvuus sisältyy massavirran määritelmään

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t}, \quad (82)$$

jolloin yhtälö saadaan muotoon

$$F = \dot{m}V_2 - \dot{m}V_1. \quad (83)$$

Ajatellaan tilanne, jossa ajoneuvo kulkee vakionopeudella V pitkin rautatietä. Ajoneuvon ilmastointijärjestelmä imee ympäristöstä ilmaa käyttöönsä massavirralla \dot{m}_1 . Oletetaan, että ajoneuvoa ympäröivän ilmamassan nopeus on 0 eli keli on tuuleton. Ilmastointijärjestelmään virtaavan ilman nopeus ennen ilmastointijärjestelmään päätymistä on 0 ja sinne päädyttyään V . Toisin sanoen ajoneuvo joutuu kiihdyttämään sisään otetun massavirran nopeuteen V . Sisään virtaavaan ilmaan kohdistuvalle voimalle saadaan yhtälö

$$F = \dot{m}_1 V - \dot{m}_1 * 0 = \dot{m}_1 V. \quad (84)$$

Newtonin 3. laki määrää, että koska vaunu kohdistaa ilmamassaan kiihdyttävän voiman F kohdistaa ilmamassa vaunun rakenteeseen vastakkaissuuntaisen voiman, jonka suuruus on myös F . Näin ollen sisään virtaava ilmamassa tuottaa jarruttavan voiman, jonka suuruus on suoraan verrannollinen vaunun nopeuteen kuten yhtälö (84) esittää.

Yhtälön nopeuden neliöstä riippuvalla termillä $C \cdot v^2$ kuvataan ilmanvastusvoiman tuottamaa jarruttavaa voimaa. Ilmanvastusvoima käsittää ympäröivän ilman ajoneuvoon kohdistamat paine- sekä kitkavastusvoimat. Painevastusvoima syntyy, kun ilmamassan läpi liikkuvan ajoneuvon poikkileikkauksen epäjatkuvuuskohdat kulkevat staattisen ilmamassan läpi. Ajoneuvon vaunujen eteenpäin osoittavien pintojen eteen syntyy tällöin stagnaatioalueita, joissa ilman nopeus suhteessa vaunun nopeuteen hidastuu ja putoaa paikoin nolllaksi. Bernoullin lain mukaisesti virtaavan fluidin nopeuden pienentyessä sen paine kasvaa, joten eteenpäin osoittavien pintojen läheisyyteen muodostuu korkean paineen alueita. Vastaavasti ajoneuvon takaosassa taaksepäin osoittavilla pinnoilla hidastettu ilmamassa kiihdytetään takaisin ympäröivän ilman nopeuteen, jolloin paine pinnoilla laskee. Etu- ja takaosan painealueiden ajoneuvon pintaan kohdistamien voimavektoreiden vaunun liikesuunnan suuntaisien komponenttien summa määrittää ajoneuvoon kohdistuvan jarruttavan painevastusvoiman.

Toisen ilmanvastusvoiman pääkomponentin syntymismekanismiin vaikuttaa oleellisesti kappaleen ja ympäröivän fluidin välinen rajakerros. Fluidin liikkeessa kappaleen pinnalla pätee rajapinnassa ns. no-slip-ehto, jonka mukaan pinnan välittömässä läheisyydessä olevan fluidikerroksen nopeus on sama kuin kappaleen nopeus. Fluidille ominaisen viskositeetin takia paikallaan olevan kerroksen ja sen viereisen fluidikerroksen välille syntyy leikkausjännitys. Leikkausjännityksiä syntyy kappaleen pinnasta ulospäin siirryttäessä kerros kerrokselta aina siihen saakka, kunnes saavutetaan kerros, jonka nopeus vastaa ympäröivän fluidin nopeutta. Nämä hidastuneet fluidikerrokset muodostavat kappaleen pinnalle rajakerroksen. Kappaleen ja ympäröivän fluidin väliset leikkausjännitykset aiheuttavat ilmanvastusvoiman komponentin, jota kutsutaan kitkavastukseksi.

Edellä mainitut ilmanvastusvoiman komponentit sekä ilmamassan liikemäärän muutoksesta aiheutuva voima huomioidaan tavallisesti ajoneuvoon kohdistuvaa ilmanvastusvoimaa määriteltäessä yleisen ilmanvastusvoiman yhtälön avulla.

Ilmanvastusvoiman yhtälö huomioi ajoneuvon muodon kokeellisesti sille määrätyn ilmanvastuskertoimen c sekä ajoneuvon otsapinta-alan A avulla. Ilmanvastusvoiman yhtälö on muotoa

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a c A_v v^2, \quad (85)$$

missä ρ_a on ympäröivän ilman tiheys [kg/m^3],
 c on ajoneuvolle kokeellisesti määritetty ilmanvastuskerroin,
 A_v on ajoneuvon otsapinta-ala [m^2]
 ja v on ajoneuvon nopeus tarkasteluhetkellä [m/s].

4.3 Yhdistetyn liikevastusvoiman vakiotermien määrittäminen

Junien aerodynamiikkaa aukealla rataosuudella käsittelevässä EN standardissa 14067-4:2014+A1:2018 määrätään periaatteet liikevastustermien A määrittämiseen. Termin A suuruus määritetään standardin mukaisesti rullauskokeella, jossa ajoneuvoa hinataan vinssillä vakionopeudella 1 m/s ja lasketaan keskimääräinen vinssausvoima ajalta, jolloin ajoneuvon nopeus säilyi tavoitteessa. Standardissa annetaan määräys, että tuulen nopeus tulee mitata kokeen aikana ja sen suuruus tulee olla pienempi kuin 2 m/s. Testi tulee suorittaa suoralla ja tasaisella radan pätkällä. Testiosuuden rataiskojen tulee olla hyvässä kunnossa. Pituuskaltevuuden ja tuulen aiheuttama virhe tuloksessa saadaan eliminotua suorittamalla rullaustesti samalla rataosuudella kahteen suuntaan ja ottamalla saaduista tuloksista keskiarvo.

Nopeudesta riippuvien liikevastustermien määrittämiseen standardi EN 14067-4:2014+A1:2018 esittää rullauskoejärjestelyn. Kokeessa vaunu kiihdytetään maksiminopeuteensa ja annetaan sen rullata joko pysähdyksiin asti tai vähintään nopeuteen, joka on kolmasosa vaunun maksiminopeudesta. Koko haluttu nopeusalue voidaan tarvittaessa kattaa myös osissa siten, että rullaus toistetaan monta kertaa pienentäen alkunopeutta askeleittain. Testiä suoritettaessa on tärkeää, että veto katkaistaan ja kaikki magneettisia vastusvoimia aiheuttavat lähteet kytketään pois päältä ennen kuin vaunu ehtii mittausalueelle. Mittausalueella junan hetkellinen nopeus ja paikka tallennetaan tiedonkeräysjärjestelmään. Tuulen nopeus alueella tulee mitata ja huomioida tulosten käsittelyssä. Ulkopuoliset vaikuttavat tekijät kuten ohikulkevat junat, tunnelit, sillat tai vaihteet tulisi minimoida mittausalueella, ja mikäli näitä esiintyy, tulee

niiden sijainti datassa huomioida, jotta aiheutunut virhe voidaan ohittaa käsiteltäessä dataa. Kokeessa saadun datan käsittelyssä käytetään ajoneuvon liikeyhtälön muotoa

$$km_{st}a = -(F_{Ra} + F_{tr}), \quad (86)$$

missä k on hitausmassakerroin,
 m_{st} on vaunun staattinen massa [kg]
 a on vaunun hetkellinen kiihtyvyys [m/s^2],
 F_{Ra} on liikevastusvoimien summa [N]
 ja F_{tr} on nousuvastusvoiman ja kaarreaajovastuksen summa [N].

Mikäli mittausalueella esiintyy pituuskaltevuutta tai kaarteita, antaa standardi voiman F_{tr} likiarvon määrittämiseen yhtälön

$$F_{tr} = \frac{m_{st}}{1000} * g \left(i * 1000 + \frac{r_r}{r} \right), \quad (87)$$

missä g on putoamiskiihtyvyys [m/s^2],
 i on radan paikallinen pituuskaltevuus,
 r_r on referenssikaarten säde = 800 m,
 ja r on radan paikallinen kaarresäde [m].

Standardissa EN14067-4 annetaan kaksi eri tapaa nopeusriippuvaisten liikevastuskertoimien laskemiseksi tallennetun datan avulla. Ensimmäinen menetelmä on regressiometodi, jossa saadusta aika-nopeusdatasta johdetaan derivoimalla ajoneuvon hetkellinen kiihtyvyys tarkastelujaksolla. Pituusakselin suuntainen kiihtyvyys voidaan mitata myös erillisellä anturilla. Hetkellisen kiihtyvyyden avulla voidaan yhtälöstä (86) laskea ulos hetkellisen vastusvoiman F_{Ra} arvot. Näin tiedetään F_{Ra} ja nopeus jokaisella laskenta-askeleella, ja saatuun kokeelliseen dataan sovitetaan lopuksi yhtälön (79) tuottama nopeus-voimakuvaaja muuttamalla karakteristisia kertoimia B ja C. Yhtälön sovittamisen helpottamista varten karakteristiselle kertoimelle B tulisi olla arvioitu suuruus laskettuna esimerkiksi ilmamassan liikemäärän muutoksen avulla.

Nopeushistoriaan perustuvassa liikevastusvoimakuvaajan määrittelyssä käytetään rullauskokeissa saatua aika-nopeusdataa hetkellisen liikevastusvoiman määrittämiseen. Kun yhtälöön (86) sijoitetaan kiihtyvyyden tilalle keskikihtyvyyden määritelmä

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t}, \quad (88)$$

ja ratkaistaan yhtälöstä delta t, saadaan yhtälö

$$\Delta t = \frac{km_{st}\Delta v}{-F_{Ra}}. \quad (89)$$

Saadun yhtälön avulla voidaan laskea mittauksen aika-askeleiden välissä kuluneen ajan ja aika-askeleen aikana tapahtuneen ajoneuvon nopeuden muutoksen perusteella liikevastusvoimalle arvo kahden mittauspisteen välisille jaksoille. Liikevastusvoiman parametreja säätämällä pyritään luomaan luotua mallia vastaava liikevastuskuvaaja kaavaa (79) käyttämällä. Vakiotermien selvittämisen yksinkertaistamiseksi vakion A suuruus on selvitetty ennen laskennan suorittamista rullauskokeella ja vakion B likimääräinen arvo on arvioitu esimerkiksi ilmamassan liikemäärän laskennallisen muutoksen avulla.

5 EN 14531-1 MUKAINEN KESKIMÄÄRÄISIIN JARRUVOIMIIN PERUSTUVA JARRUTUSLASKENTA

Johdannossa esitettiin, miten kaluston jarrujärjestelmien suorituskyvylle asetetut vaatimukset ovat jatkuvasti kasvaneet pyrittäessä yhä tehokkaampaan liikennöintiin. Sama kehitys on heijastunut myös suorituskykymittareita käsittelevien standardien puolelle. Tässä kappaleessa käsiteltävä eurooppalaisen standardin EN 14531-1 kuvaama keskimääräisiin jarruttaviin voimiin perustuva jarrutussuorituskykylaskenta on aikaisemmin ollut tavallisin lähtökohta kaluston vaatimuksien mukaisuuden arviointiin. Standardissa esitetyt laskentamenetelmät ovat yksinkertaistettuja, joten niiden vaatima laskentakapasiteetti on hyvin vähäistä. Esitettyjen kaavojen avulla voidaan ajoneuvon jarrutussuorituskyky määrittää suhteellisen nopeasti myös käsinlaskennalla. Tämän takia standardi voi edelleen olla hyödyllinen työkalu esimerkiksi ajoneuvosuunnittelun konseptointivaiheessa.

5.1 Keskimääräinen jarruvoima

Keskiarvoistetussa laskennassa jarrutussuorituskyky määritetään käyttämällä jarrutyypin jarrutuksen aikana tuottamina jarruttavina voimina jarrutyypin tuottamaa keskimääräistä voimaa tarkasteltavalla nopeusvälillä. Perinteisillä kitkajarrutyypeillä kuten levyjarrulla ja tönkkäjarrulla jarruvoiman voidaan ajatella olevan vakio nopeudesta riippumatta, mikäli käytettävä dynaaminen kitkakerroin on kokeellisesti määritetty kitkapintamateriaalin ja jarrulevymateriaalin välinen nimelliskitkakerroin. Nimelliskitkakertoimen standardin mukaisessa määrittämisessä on huomioitu kitkapintojen välisen liukumanopeuden vaikutus kitkakertoimeen. Kitkakertoimien määrittämisestä on käsitelty edellä jarrutyyppejä käsittelevässä osiossa tönkkäjarrua ja levyjarrua käsittelevissä kappaleissa.

Jarrutyypeillä, joilla tuotettu hetkellinen jarruvoima on riippuvainen ajoneuvon nopeudesta, käytetään keskimääräisen jarrutuksen aikaisen jarruvoiman määrittämiseen erillisiä johdettuja kaavoja. Standardin mukaiset jarrutusvoimakuvaajat on useimmissa jarrutyypeissä määritetty nopeusalueittain. Tämän takia keskimääräisen jarrutusvoiman määrittämiseen käytetään näissä tapauksissa eri kaavoja riippuen jarrutuksen lähtönopeudesta. Otetaan esimerkiksi sähködynaaminen jarru, jolle on annettu keskimääräisen jarruvoiman yhtälöksi

$$\overline{F_{BED}} = F_{BED,max}, \quad (90)$$

kun $0 < v_0 \leq v_2$,

$$\overline{F_{BED}} = F_{BED,max} * \left[\frac{3*v_0^2*v_2}{2*v_0^3+v_2^3} \right], \quad (91)$$

kun $v_2 < v_0 \leq v_1$,

$$\overline{F_{BED}} = F_{BED,max} * \left[\frac{6*v_0^2*v_1*v_2}{3*v_0^4+v_1^4+2*v_1*v_2^3} \right], \quad (92)$$

kun $v_1 < v_0$,

v_0 on jarrutuksen aloitusnopeus [m/s],

v_1 ja v_2 ovat moottorimallin karakteristiset nopeudet [m/s]

ja v on hetkellinen nopeus [m/s].

Tarkastellaan kaavaa (90) sekä kaavaa (91), johon sijoitetaan lähtönopeuden v_0 tilalle karakteristinen nopeus v_2 . Huomataan, että laskentakaavoissa oletetaan sähkömoottorille ominainen hitaissa nopeuksissa esiintyvä lineaarinen jarruvoiman heikkeneminen merkityksettömäksi. Nykyaikaisilla moottorinohjauksilla käytettäviä induktiomootoreita ja kestopneumatoituja tahtimootoreita käytettäessä päästään tämän kaltaiseen tilanteeseen, mutta vanhempaa teknologiaa käytettäessä oletus tuottaa todellisuutta tehokkaamman jarrutuksen. Standardissa onkin mainittu erikseen, että alle karakterisen nopeuden v_3 oletetaan sähködynaamista jarruvoimaa täydennettävän muilla jarrutyypeillä siten, että jarruvoima säilyy vakiona pysähdykseen saakka. Yksinkertaisuuden vuoksi standardi kuvaa jarruvoiman tuotetun ainoastaan sähködynaamisella jarrulla. Oletus voi olla laskentatuloksen kannalta vaarallinen, sillä jarrutyypin tuottamat jarruvoimat voivat poiketa toisistaan merkittävästi, jolloin laskentatulokseen aiheutuu virhettä. Oma ongelmansa on lisäksi laskentatilanteet, joissa jarrutusvoimaa tarkastellaan teli- tai akselikohtaisesti ja levyjarrun käyttö on estynyt vauriotilanteen takia kyseisessä kohteessa.

Sähködynaamista jarrua ominaiskuvaajaltaan vastaava hydrodynaaminen hidastin käsitellään standardin mukaisessa keskiarvoistetussa laskennassa vastaavasti kuin sähködynaaminen jarru. Jarrutuksen aikaiselle keskimääräiselle jarrutusvoimalle on annettu kaksi kaavaa, (93) ja (94), riippuen lähtönopeuden sijainnista ominaiskuvaajalla. Roottorin laskevan pyörimisnopeuden aiheuttama jarrutusvoiman laskeminen katsotaan

merkityksettömäksi jarruvoiman täydentämisen ansiosta, jolloin alhaisemmalla nopeusalueella keskimääräinen jarruvoima määritetään yhtä suureksi kuin hydrodynaamisen jarrun tuottama maksimijarrutusvoima. Näin olleen laskennan tuloksiin pätevät samat rajoitukset jarrutyypin poikkeavien jarruvoimien sekä erityisten laskentatilanteiden suhteen kuin sähködynaamiseenkin jarruun.

$$\overline{F_{BFR}} = F_{BFR,max}, \quad (93)$$

kun $0 < v_0 \leq v_1$,

$$\overline{F_{BFR}} = F_{BFR,max} * \left[\frac{3*v_0^2*v_1}{2*v_0^3+v_1^3} \right], \quad (94)$$

kun $v_1 < v_0 \leq v_{max}$,

$F_{BFR,max}$ on hidastinmallin maksimijarrutusvoima [N],

v_1 on hidastinmallin ensimmäinen karakteristinen nopeus [m/s],

v_{max} on hidastinmallin maksimikäyttönopeus [m/s]

ja v_0 on jarrutuksen aloitusnopeus [m/s].

Jarrutyypeillä, joilla hetkellinen jarrutusvoima määritetään yhden yhtälön avulla, on keskimääräinen jarrutusvoima johdettu suoraan hetkellisen jarruvoiman yhtälöstä. Magneettisella kitkajarrulla nopeusriippuvainen kerroin kuvastaa hetkellistä kitkakerrointa. Keskimääräisen jarruvoiman määrittämiseksi tarvitsee täten määrittää jarrutuksen aikainen keskimääräinen kitkakerroin ja kertoa se vakiona pysyvällä magneettisella vetovoimalla. Voiman määräytyminen on esitetty yhtälössä (95).

$$\overline{F_{BMG}} = F_{AMG} * \overline{\mu_{MG}} = F_{AMG} * \frac{v_0^2 - v_1^2}{\frac{2}{3} * k_1 * (v_0^3 - v_1^3) + k_0 * (v_0^2 - v_1^2)}, \quad (95)$$

kun F_{AMG} on kiskojaruelementin magneettinen vetovoima [N],

$\overline{\mu_{MG}}$ on kitkaelementin keskimääräinen kitkakerroin,

k_1 on järjestelmäkohtainen kerroin [s/m],

k_0 on järjestelmäkohtainen vakio,

v_1 on kiskojarrun ylösnostonopeus [m/s]

ja v_0 on jarrutuksen aloitusnopeus [m/s].

Pyörrevirtajarrun tapauksessa nopeudesta riippuvalla kertoimella kerrotaan pyörrevirtajarrun ominainen maksimijarrutusvoima jarruttavan voiman saavuttamiseksi,

jolloin nopeusriippuvaiselle kertoimelle on johdettu yhtälöstä keskiarvon yhtälö. Pyörrevirtajarrun keskimääräisen jarruvoiman yhtälöksi on näin saatu

$$\overline{F_{BEC}} = F_{BEC,max} * \frac{v_0^2 - v_1^2}{\left(\frac{v_{cha}^n}{2-n} (v_0^{2-n} - v_1^{2-n}) + \frac{1}{2+n} * \frac{(v_0^{2+n} - v_1^{2+n})}{v_{cha}^n} \right)}, \quad (96)$$

missä $F_{BEC,max}$ on pyörrevirtajarrumallille ominainen maksimijarrutusvoima [N],
 v_{cha} on jarrumallin karakteristinen nopeus jossa $F_{BEC}=F_{BEC,max}$ [m/s],
 v_1 on pyörrevirtajarrun käyttöalueen alarajanopeus [m/s],
 v_0 on jarrutuksen aloitusnopeus [m/s]
ja n on jarrutyypille ominainen vakio.

Esitetyn yhtälön eksponentiksi n sijoitetaan joko järjestelmäkohtainen vakio n_1 tai n_2 riippuen siitä, sijaitseeko tarkasteltava nopeusalue jarrumallin karakteristisen nopeuden ylä- vai alapuolella.

Molempien mainittujen jarrutyypin kohdalla tulee laskennassa huomioida jarrutyypille määritetty rajanopeus v_1 , joka tarkoittaa jarrutyypin käyttöalueen alarajaa. Tämän nopeuden alapuolella kyseinen jarrutyyppi ei tuota jarruttavaa voimaa. Laskentaa suoritettaessa on huomioitava, että magneettisen kiskojarrun ja pyörrevirtajarrun tapauksessa keskimääräisen jarrutusvoiman kaava ei ole jarruvoimaa täydennettävän nopeuden v_1 alapuolella. Tämä oletus lienee perua siitä, että kyseiset jarrutyyppit ovat jarrutustilanteissa käytössä lähes aina joko sähködynaamisen jarrun tai kitkajarrutyypin rinnalla hätäjarrutuksessa täydentävinä jarrutyypeinä. Kuitenkin ajoneuvojen jarrutussuorituskykyä määriteltäessä tulee vastaan tilanteita, joissa jarrutus halutaan suorittaa pelkästään kiskojarrua käyttäen. Tällöin tulee nopeudeksi v_1 muistaa määrittää nolla, jotta tehokas jarrutus jatkuu pysähdyksiin saakka.

5.2 Suorituskyvyn vertailuarvot keskiarvolaskennassa

Ajoneuvon jarrutussuorituskykyä mitataan standardeissa määritetyillä vertailuarvoilla. Jarrutussuorituskyvyn vertailuarvojen laskemiseksi tulee määrittää ajoneuvon kiihtyvyyden määräävistä termeistä edellä käsitellyn jarruttavan voiman lisäksi myös jarrutettava massa. Ajoneuvon staattisella massalla m_{st} kuvataan massaa, johon gravitaation aiheuttama putoamiskiihtyvyys kohdistuu eli joka yhdessä putoamiskiihtyvyyden kanssa määrittää kappaleeseen kohdistuvan painovoiman.

Staattinen massa voidaan ilmoittaa myös akselikohtaisesti. Ajoneuvon dynaamisen eli jarrutettavan massan m_{dyn} määrittämiseksi tulee staattisen massan lisäksi huomioida myös pyörivien massojen hitaus osana jarrutettavaa massaa. Pyörivien massojen inertia huomioidaan standardin mukaisesti laskemalla sille ekvivalentin lineaarisesti liikkuvan massan arvo. Ekvivalentin massan määrittämiseksi on johdettu standardissa pyörimisenergian ja liike-energian välisestä yhtälöstä kaava

$$m_{rot} = \frac{4*J}{D^2}, \quad (97)$$

jossa m_{rot} on ekvivalentti massa [kg],
 J on pyörivän massan hitausmomentti [kgm²]
 ja D on massan vierintäkehän halkaisija [m].

Kiskoilla kulkevien ajoneuvojen tapauksissa pyörivät massat ovat pääosin vaunujen akseleita, jolloin edellisen yhtälön halkaisijaksi D määritetään kiskopyörän halkaisija.

Määritettyjen massojen m_{st} ja m_{rot} summa muodostaa dynaamisessa jarrutustilanteessa jarrutettavan massan m_{dyn} . Useita eri massan määrittämiä käsiteltäessä tulee huomioida, että dynaamista massaa käytetään ainoastaan tilanteissa, joissa ajoneuvoa kiihdytetään tai hidastetaan. Paikallaanpitojarrujen suorituskykyä määriteltäessä tulee käyttää ajoneuvon staattista massaa.

Kun jarrutettava massa sekä jarrutuksen aikaisen jarrutusvoiman keskiarvo käytettävillä jarrutypeilla on selvillä, voidaan määrittää jarrutuksen aikana saavutettava keskimääräinen hidastuvuus ajoneuville. Yleisesti vertailuarvona käytettävää keskimääräisen hidastuvuuden arvoa kutsutaan ekvivalentiksi hidastuvuudeksi, sillä kyseinen termi ei huomioi jarrutuksen alussa esiintyvää vaihetta, jossa jarruvoima kasvaa nolasta nimelliseen jarruvoimaan. Ekvivalentille hidastuvuudelle saadaan keskimääräisten jarruttavien voimien sekä vastusvoimien avulla yhtälö

$$a_e = \frac{\sum \overline{F_{B,l}} + \sum \overline{F_{ext}}}{m_{dyn}}, \quad (98)$$

missä $\sum \overline{F_{B,l}}$ tarkoittaa jarrutyyppien keskim. jarruvoimien summaa [N]
 ja $\sum \overline{F_{ext}}$ tarkoittaa keskimääräisten ulkoisten voimien summaa [N].

Ulkoisiin voimiin lukeutuvat ajoneuvoon kohdistuva liikevastus- sekä nousuvastusvoima.

Ajoneuvon pysähtymismatkaa määritettäessä voidaan jarrutustapahtuma jakaa jarrutyypistä riippumatta vähintään kahteen vaiheeseen. Jarrutuksen alussa esiintyy jarruvoiman kehitystä kuvaava vaihe, jonka aikana jarruvoimat kasvavat nimellisarvoonsa. Tämän jälkeen siirrytään varsinaiseen jarrutusvaiheeseen, jonka aikana jarruvoima määräytyy käytössä olevien jarrutyypin ominaisjarruvoimakuvajien perusteella. Jarruvoiman kehitysvaihetta kuvaavia termejä ovat viiveaika t_a sekä kehittymisaika t_{ab} . Viiveaika kuvaa sitä aikaa, joka kuluu jarrutussignaalin lähettämisestä siihen saakka, kun jarrutusvoima, jarrulinjan paine tai vaunun kiihtyvyys saavuttaa määritetyn prosenttiosuuden nimellisarvosta. Suorituskykymääräytyksiä antava standardi EN 13542-1 määrittelee viiveajan päättyvän, kun kiihtyvyyden suuruus on 10 % nimellisestä kiihtyvyydestä. Viiveajan kuluttua jarruvoiman voidaan ajatella lähtevän kasvamaan lineaarisesti kohti nimellisarvoa. Kehittymisaika t_{ab} kuvaa aikajaksoa viiveajan päättymisestä siihen hetkeen, kun jarrutusvoima, jarrulinjan paine tai vaunun kiihtyvyys on saavuttanut määritetyn, lähellä 100 % olevan prosenttiosuuden nimellisarvosta. EN 13542-1 määrittää kehitysaikojen tavoiteprosenttiosuudeksi 90 % nimelliskiihtyvyydestä. Kun määritetty viiveaika ja kehitysaika lasketaan yhteen, saadaan tuloksena jarruvoiman kehittymistä kuvaava vasteaika t_b .

Edellä esitettyjen termejä käytettäessä keskiarvoistetussa laskennassa tulisi jarrutusvoimalle määrittää erikseen arvo nolla viiveajan t_a ajalle sekä esimerkiksi puolet nimellisarvosta tätä seuraavalle t_{ab} pituiselle ajanjaksolle kehitysvaiheen huomioimiseksi. Tilanne voidaan kuitenkin yksinkertaistaa entisestään ottamalla käyttöön määritelmä ekvivalentti vasteaika t_e . Ekvivalentti vasteaika yksinkertaistaa tilanteen yksinkertaiseksi askelfunktioksi. Kun jarrutussignaalin lähettämisestä on kulunut aika t_e , jarrutusvoima kasvaa välittömästi nimelliseen arvoonsa. Jarrutyypin ekvivalentti vasteaika määritetään siten, että

$$t_{e,i} = t_{a,i} + \frac{t_{ab,i}}{2}, \quad (99)$$

missä $t_{e,i}$ on jarrutyypin i ekvivalentti vasteaika [s],

$t_{a,i}$ on jarrutyypin i viiveaika [s]

ja $t_{ab,i}$ on jarrutyypin i kehitysaika [s].

Ajoneuvon jarrujärjestelmän kokonaisvasteaika saadaan täten määritettyä niin, että

$$t_e = \frac{\sum(t_{e,i} * \overline{F_{B,i}})}{\sum \overline{F_{B,i}}}, \quad (100)$$

missä $\overline{F_{B,i}}$ on jarrutyypin i keskimääräinen jarrutusvoima [N].

Kun ekvivalentti vasteaika on tiedossa, voidaan jarrutuksessa edetty matka laskea eri vaiheiden summana. Ensimmäinen jarrutuksen vaihe kuvastaa matkaa, jonka ajoneuvo rullaa vapaasti ennen jarruttavien voimien kehittymistä merkittävän suuruiseksi. Yksinkertaisimmillaan rullausmatka saadaan yhtälöstä

$$s = v_0 * t_e. \quad (101)$$

Esitetyn yhtälön käyttö rajoittuu tilanteisiin, joissa pituuskaltevuutta ja liikevastusvoimaa ei tarvitse huomioida. Mikäli laskentaa halutaan tarkentaa, voidaan yhtälöön lisätä ulkoisten voimien vaikutuksen rullausmatkaan huomioiva lisätermi. Lisätermi saadaan tasaisesti muuttuvassa liikkeessä kuljetun matkan perusyhtälöstä. Tällöin rullausmatkalle saadaan yhtälöksi

$$s = v_0 * t_e - \frac{1}{2} \frac{\overline{F_{ext}}}{m_{dyn}} t_e^2. \quad (102)$$

Rullausmatkan jälkeen jarrutustapahtumassa esiintyvät varsinaiset jarrutusvaiheet. Jarrutusvaiheita voi olla yksi tai useampi riippuen jarrutustapahtuman määrittelystä. Esimerkiksi magneettisen kiskojarun ollessa käytössä tulee huomioida kiskojarulle ominainen käyttöalueen alarajanopeus. Tällöin jarrutusmatka tulee laskea kahdessa jarrutusvaiheessa; ensimmäisessä vaiheessa kiskojarun tuottama jarrutusvoima otetaan huomioon nopeuden ollessa kiskojarun käyttöalueella. Kun nopeus putoaa käyttöalueen alarajanopeuteen, kytkeytyy kiskojaru pois käytöstä, joten sen tuottama keskimääräinen jarruttava voima ei enää vaikuta saavutettavaan hidastuvuuteen. Jos ulkoisia voimia ei oteta huomioon rullausmatkan määrittelyssä, saadaan jarrutustapahtumalle yleiseksi yhtälöksi

$$s = v_0 * t_e + \frac{v_0^2 - v_j^2}{2 * a_{e,j}} + \frac{v_j^2 - v_{j+1}^2}{2 * a_{e,j+1}} + \dots + \frac{(v_{n-1}^2 - v_n^2)}{2 * a_{e,n}}, \quad (103)$$

missä v_o on lähtönopeus [m/s],
 j on jarrutusvaiheen numero
 ja $a_{e,j}$ on ekvivalenttinen kiihtyvyys jarrutusvaiheessa j [m/s²].

Jos ulkoisien voimien vaikutus rullausmatkaan otetaan huomioon, tulee huomioida myös ulkoisten voimien vaikutus rullausvaiheen loppunopeuteen eli jarrutusvaiheen 1 alkunopeuteen. Nopeuden muutos voidaan huomioida tasaisesti muuttuvan liikkeen nopeusyhtälön kiihtyvyyssiippuvaisen termin avulla. Tällöin jarrutusvaiheen 1 aikana kuljettu matka saa yhtälön

$$S_j = \frac{\left(v_o - \frac{\overline{F_{ext}}}{m_{dyn}} \cdot t_e\right)^2 - v_j^2}{2 \cdot a_{e,j}}. \quad (104)$$

Ajoneuvon jarrutussuorituskyvyn kannalta on lisäksi oleellista, että jarrujärjestelmällä tuotettu jarrutusvoima saadaan välitettyä kiskoon. Tämä voi muodostua rajoittavaksi tekijäksi niillä jarrutyypeillä, joiden tuottama jarruttava voima riippuu kiskopyörän ja kiskon välisestä adheesiosta. Tämän takia laskennan ennakkotiedoissa määritetään tavallisesti maksimiarvo jarrutuksen aikana jarruvoiman välitykseen vaadittavalle adheesiokertoimelle kiskon ja kiskopyörän välillä. Ajoneuvon adheesiovaatimuksen suuruus on syytä tarkastaa akselikohtaisesti laskemalla, sillä merkittävästi muista korkeamman jarrutusvoiman tai matalamman akselipainon omaava akseli voi jäädä huomaamatta, mikäli adheesiovaatimus lasketaan koko ajoneuvon keskiarvona. Ajoneuvon keskimääräinen akselikohtainen adheesiovaatimus saadaan laskettua akselin kautta vaikuttavien keskimääräisten jarruvoimien summan ja akselin kiskoon kohdistaman normaalivoiman suhteena. Yhtälössä tulee huomioida se, että osa jarruttavasta voimasta menee akselin pyörivän massan jarruttamiseen. Lisäksi tulee huomioida mahdollinen pituuskaltevuus laskentatilanteessa. Näin akselikohtaiselle keskimääräiselle adheesiovaatimukselle saadaan yhtälö

$$\bar{t}_{reg,ax} = \frac{\sum_{ax} \overline{F_{B,l}} - m_{rot,ax} \cdot a_e}{m_{st,ax} \cdot g} \cdot \sqrt{i^2 + 1}, \quad (105)$$

missä $\sum_{ax} \overline{F_{B,l}}$ on adheesioriippuvaisten keskim. jarruvoimien summa [N],
 $m_{rot,ax}$ on akselin pyörivän massan hitauden ekvivalentti massa [kg],
 ja $m_{st,ax}$ on akselin staattinen akselikuorma [kg].

Jarrutusvoiman keskiarvoilla suoritettava laskenta ei luonnollisesti huomioi yksittäisen jarrutyypin ominaiskuvaajan huippuarvoja, jolloin on mahdollista, että saatu adheesiovaatimus poikkeaa oleellisesti todellisesta hetkellisestä adheesiovaatimuksesta jarrutuksen aikana.

6 DIPLOMITYÖSSÄ KEHITETTY EN 14531-2 MUKAINEN LASKENTATYÖKALU

Nykyaikaisen kiskokaluston jarrujärjestelmät ovat yhdistelmä monia eri jarrujärjestelmiä sekä monimutkaisia ohjauslogiikoita, jolloin keskiarvoistetun laskennan yksinkertaistukset asettavat väistämättä rajoituksia laskentatarkkuudelle sekä laskentatilanteiden määrittelylle. Alun perin suurille liikennöintinopeuksille suunniteltujen ajoneuvojen jarrutussuorituskyvyn laskentaan ohjeistoksi tarkoitettu EN 14531-2 onkin viime aikana noussut määrääväksi referenssiksi ajoneuvojen suorituskyvyn vertailuarvoja määritettäessä. Uudessa standardissa annettu laskentatapa perustuu jarrutustapahtuman käsittelemiseen aika-askelittain, jolloin nykyaikaisille täydentäville jarrutypeille ominainen nopeuden funktiona muuttuva jarruvoiman tuotto sekä myös perinteisille jarrutypeille ominainen aikariippuva jarruvoiman kehitys jarrutuksen alussa voidaan ottaa huomattavasti aikaisempaa tarkemmin huomioon.

Uuden standardin laskentatapa on huomattavasti vanhaa EN 14531-1-standardia laskentaintensiivisempi. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että jo yhdenkin laskentatapauksen laskeminen käsinlaskennalla olisi hyvin aikaavievä operaatio. Ajoneuvolle asetetut jarrutussuorituskykyvaatimukset sisältävä jarrumatriisi kattaa kuitenkin tavallisesti yli 20 erilaista jarrutustapausta. Suorituskyky määritellyissä tapauksissa tulee lisäksi laskea usealla eri kuormitustilanteella, jolloin yksittäisiä laskettavia jarrutustapauksia kertyy helposti yli 60 kappaletta. Vaadittujen tapausten tehokkaaseen käsittelyyn tarvitaankin tämän takia erillinen laskentatyökalu.

Yksi tämän työn pääasiallisista tavoitteista on tuottaa Skoda Transtechille standardin EN 14531-2 asettamat vaatimukset täyttävä laskentatyökalu jarrutustilanteiden laskentaan. Perinteisesti yrityksellä on ollut tapana teettää jarrutuslaskenta ulkopuolisella alihankkijalla. Jarrulaitetoimittajilla on luonnollisesti halu kehittää laskentatyökaluja siten, että niiden avulla voidaan tehokkaasti luonnostella olemassa olevista komponenteista jarrutusjärjestelmä, joka vastaa saapuneen tarjouspyynnön vaatimuksiin. Näin ollen yksittäisen ajoneuvotyyppin jarrutussuorituskykylaskennan suorittava alihankkija on tyypillisesti valikoitunut samaksi, joka toimittaa jarrujärjestelmän kyseiseen ajoneuvoon, sillä heillä on tarkin tieto erillisten jarrutyyppien toiminnasta ja järjestelmän ohjauslogiikasta. Vaunun konseptointivaiheessa tämä on perusteltua, sillä

alihankkija voi suoraan reagoida saatuihin laskentatuloksiin sekä muuttuneisiin vaatimuksiin ja tehdä tätä mukaa tarvittavat muutokset komponenttivalintoihin.

Vaunun suunnitteluvaiheessa ajoneuvotoimittaja voi joutua tarkentamaan laskennan määrityksiä joko ulkopuolelta tulleiden vaatimusten muuttuessa tai suunnittelun yhteydessä vastaan tulleiden muutostarpeiden takia. Tällöin on eduksi, mikäli muutoksiin voidaan reagoida reaaliaikaisesti ilman tiedonsiirron aiheuttamaa lisätyötä. Vastaava tilanne syntyy myös, mikäli ajoneuvon jarrujärjestelmä koostuu usean eri toimittajan osajärjestelmistä. Toinen vaihe, jossa valmistajan käytössä oleva laskentatyökalu tuo huomattavan edun on vaunun käyttöönottovaihe. Vaunulla suoritettavien jarrutuskokeiden yhteydessä laskennan määrityksiä voidaan joutua säätämään, jotta laskentatulokset korreloivat koejarrutusten tulosten kanssa. Myös esimerkiksi sähkömoottorien jarrutusvoiman ohjauksen muutokset voivat aiheuttaa korjaustarvetta vielä käyttöönottovaiheessa.

6.1 Jarruttavan voiman määräytyminen

EN 14531-2 mukainen jarrutuslaskenta ottaa keskimääräisillä jarruvoimilla suoritettavista laskelmista poiketen huomioon sekä jarruvoiman nopeus- että aikakäyttäytymisen. Standardin EN 14531-2 mukaiset nopeuskäyttäytymisen ominaiskuvaajat eri jarrutyypeille on esitetty pääluvussa 3. Ominaiskuvaajien lisäksi pitää kuitenkin ottaa huomioon myös jarrutyypin yhteiskäyttö sekä jarrutusvoiman kehitys ajan funktiona jarrutuksen alussa.

Luvussa 5.2 käsiteltiin jarrutuksen alun vaihetta, jossa jarruvoima nousee nolasta nimelliselle tasolle. Tämän kehitysvaiheen rakennetta kuvaamaan esitettiin kaksi erillistä aikajaksoa, viiveaika t_a sekä kehitysaika t_{ab} . Keskiarvolaskentaa varten johdettiin näistä ekvivalentti vasteaika t_e jotta kehitysvaihe saatiin yksinkertaistettua askelfunktioksi. EN 14531-2 perustuvassa laskennassa tulee kehitysvaihe kuitenkin huomioida mahdollisimman tarkasti todellista kehitystä mukaillen. Tämä onnistuu lisäämällä hetkellisen jarruvoiman määritykseen aikariippuvainen kerroin $f(t)$. Kertoimelle määritetään jarrutyypikohtaisesti kuvaaja, joka kuvaa kehitysvaihetta määritelyihin aikajaksoihin perustuen.

Työssä kehitetyssä laskentatyökalussa aikariippuvainen kerroin määritetään kolmessa eri osassa. Ensimmäinen funktion vaihe kuvaa viiveaikaa, jolloin aikariippuvaisen kertoimen arvo pysyy nollassa. Käyttäjän määrittämä ensimmäinen aikapiste määrittää viiveajan päättymishetken, ja tästä hetkestä eteenpäin funktio kuvaa lineaarisesti oletettua kehitysvaihetta, jonka aikana kertoimen arvo nousee lineaarisesti kohti arvoa yksi. Käyttäjän määrittämä toinen piste määrittää kehitysvaiheen päättymishetken, jolloin aikariippuvainen kerroin saavuttaa arvon yksi. Tästä hetkestä eteenpäin aikariippuvainen kerroin ei vaikuta hetkellisen jarruvoiman määräytymiseen kyseisellä jarrutyypillä jarrutuksen. Aikariippuvaisen kertoimen kehitykselle määritetään funktio erikseen jokaiselle jarrutyypille. Lisäksi laskentatyökalussa on mahdollisuus määrittää kehitysnopeus erikseen kahdelle eri jarrulajille, hätäjarrulle sekä käyttöjarrulle.

Jarrutyypien ominaiskuvaajien mukaisen nopeusriippuvaisen kertoimen $f(v)$ sekä jarrutuksen alun aikariippuvaisen kertoimen $f(t)$ lisäksi laskennassa esiintyy joitakin poikkeustilanteissa, joissa hetkellisen jarruvoiman määrittäminen vaatii lisää parametrejä.

Raitiovaunujen ja sähkömoottorijunien jarrujärjestelmissä on tavallista, että normaalikäytössä pääasiallisena jarrutyypinä käytetään ajomoottoreilla jarruttavan vääntömomentin tuottavaa sähködynaamista jarrua. Sähködynaamisen jarrun ominaiskuvaajan perusteella on kuitenkin selvää, että jarrutuksen loppuosassa nopeuden funktiona heikkenevä jarruvoima vaikuttaa heikentävästi jarrutussuorituskykyyn. Tämän takia on tavallista, että jarrujärjestelmän ohjausjärjestelmä ohjelmoidaan paikkaamaan heikkenevä jarruvoima kitkajarrun tuottamalla voimalla. Tyypillisesti paikkaavana kitkajarruna käytetään levyjarrua. Täydentävän levyjarruvoiman huomioimiseksi on tehdyssä laskentatyökalussa määritetty levyjarruvoimalle erillinen nopeusriippuvainen paikkausvoimakerroin $f(v)_p$. Luodulle paikkausvoimakertoimelle asetetaan määräävä funktio siten, että kertoimen arvo kasvaa samalla kulmakertoimella kuin sähköjarruvoima heikkenee sähköjarruvoiman karakteristisella nopeusvälillä $v_3 - v_4$. Luonnollisesti paikkauskerroin huomioidaan ainoastaan tilanteessa, jossa sähködynaaminen jarru on käytössä.

Magneettisella kitkajarrulla jarruvoiman nopeusriippuvainen kerroin tarkoittaa nopeudesta riippuvaa kitkakertoimen arvoa. Aikariippuvainen vakio $f(t)$ on käytössä magneettisella kiskojarrulla samoin kuin muillakin jarrutyypeillä. Kiskojarrun

tapauksessa tulee huomioida myös jarrutyypin karakteristiset nopeudet v_1 ja v_2 . Nopeus v_1 esittää nopeuden arvon, jota hitaammalla alkunopeudella aloitetussa jarrutuksessa kiskojaru ei aktivoidu ollenkaan. Nopeudella v_2 otetaan huomioon kiskojarutyypille määritetty toiminta-alueen alarajanopeus. Tämän nopeuden alapuolella kiskojaru nousee ylös, jotta vältetään matkustusmukavuuden kannalta haitalliselta nykimiseltä. Kehitetyssä laskentatyökalussa karakteristen nopeuksien käyttöönotto tapahtuu hetkellisen magneettisen vetovoiman F_{AMG} laskennassa. Mikäli jarrutuksen lähtönopeus on alle karakteristisen nopeuden v_1 on magneettinen vetovoima yhtä suuri kuin nolla koko jarrutuksen ajan. Kun kiskojarua käyttävässä jarrutuksessa saavutetaan karakterinen nopeus v_2 laskee magneettisen vetovoiman suuruus lineaarisesti nolnaan nopeusvälillä $v_2 - (v_2 - 1)$ km/h.

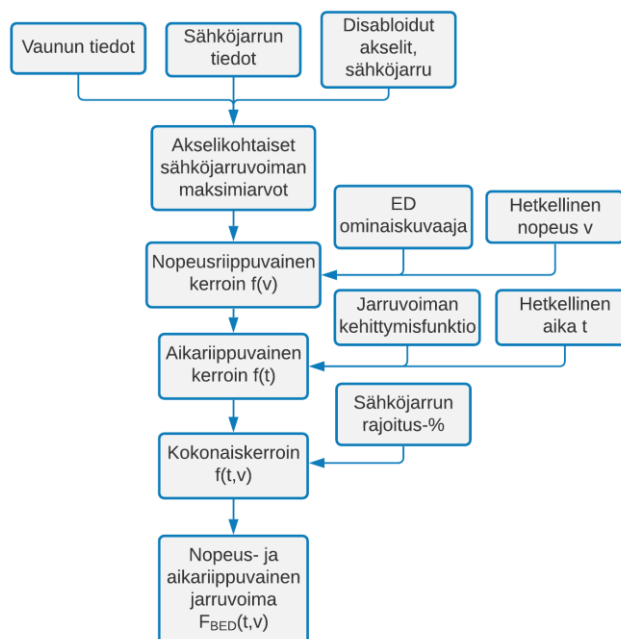
Jarrutustyökalua käytettäessä voi vastaan tulla tapauksia, joissa sähköjarulla tai levyjarulla tuotettu hetkellinen jarrutusvoima nousee liian suureksi akselikohtaisen adheesiovaatimuksen tai kiihtyvyyden vertailuarvojen kannalta. Jarrujärjestelmät mitoitetaan aina suurimman mahdollisen kuormitustapauksen mukaan, joten pienellä vaunun kuormalla jarruvoimaa joudutaan usein rajoittamaan. Tätä varten kehitetyssä laskentatyökalussa on lisätty mahdollisuus asettaa jokaiselle kuormitustilanteelle prosentuaalinen maksimimäärä käytettävälle jarrutyypikohtaiselle jarrutusvoimalle. Molemmilla jarrutypeilla tämä huomioidaan aikariippuvaisen kertoimen $f(t)$ sekä nopeusriippuvaisen kertoimen $f(v)$ tulona saadun kokonaiskertoimen $f(t,v)$ maksimiarvona. Näin ollen tuotettu jarrutusvoima seuraa jarrutyypin ominaiskuvaajaa niiltä osin, kun liikutaan rajoituksen alapuolella, ja nopeusriippuvaisen kertoimen noustessa rajoitusarvoon se pysyy vakiona, kunnes ominaiskuvaajan mukainen nopeusriippuvaisen kertoimen arvo laskee jälleen alle rajoitetun arvon. Levyjaruvoiman osalta on huomioitava, että asetettu rajoitusprosentti vaikuttaa rajoittavasti myös sähköjarua käyttävissä tilanteissa loppujarrutuksessa tapahtuvaan jarruvoiman paikkaukseen.

Nopeus- ja aikariippuvaisen kertoimen tulona saatavan kokonaiskertoimen lisäksi hetkellisen jarruvoiman määrittämiseen vaaditaan jarrutyypin tuottama nimellinen maksimijarruvoima. Nimellisen maksimijarruvoiman määrittämiseksi käyttäjä syöttää laskentatyökaluun vaunun kokoonpanon määrittäen akselikohtaisesti jarruttavien toimilaitteiden määrän. Jarrujärjestelmän tietoihin syötetään pääluvussa kolme esitettyjen EN 14531 -standardin mukaisten kaavojen vaatimat rakenteelliset tiedot lopullisen

akselikohtaisen jarrutyypikohtaisen nimellisen maksimijarruvoiman laskemiseksi. Magneettisella kiskojarrolla maksimijarruvoimaa ei lasketa sillä kyseisen jarrutyypin nopeudesta riippuva voimakertoimen on hetkellisen kitkakertoimen arvo. Hetkellinen jarruvoima saadaan, kun kitkakertoimella kerrotaan magneettien tuottama kokonaisvetovoima. Kokonaisvetovoiman laskemiseksi käyttäjän syöttämällä telikohtaisella magneettisen kiskojarrolla kitkaelementtien määrällä kerrotaan jarrutyypin tiedoissa syötetty yksittäisen magneetin tuottama vetovoima.

Levyjarrolla osalta nimellisen jarruvoiman määräytyminen poikkeaa muista jarrutyypeistä, sillä paineohjauksella toimivissa levyjarrujärjestelmissä voidaan käyttää kuorman tuntevaa ohjausventtiiliä jarrutuspaineen määrittämiseksi. Pienemmin kuormatuilla aksleilla käytetään tyypillisesti pienempää jarrutuspainetta jarruvoiman rajoittamiseksi, jotta kyseisten akselien adheesiovaatimus saadaan pysymään samalla tasolla suuremmin kuormitettujen akselien kanssa. Kehitetyssä laskentatyökalussa jarrupaineensäätimen käyttö on huomioitu lisäämällä mahdollisuus syöttää jarrupaineensäätimen ominaiskuvaaja telikohtaisen jarrupaineen määrittämistä varten. Käyttäjä voi määrittää neljä toimintapistettä, joiden välille ominaiskuvaaja määritetty lineaarisesti. Tyypillinen toimintakuvaajan muoto on sellainen, että tietyn kuormituksen alapuolella jarrupaine on vakio. Kun kuormaa kasvatetaan, saavutetaan piste, jonka jälkeen jarrupaine lähtee lineaarisesti kasvamaan. Kun kuormitus saavuttaa kolmannen pisteen pysähtyy jarrupaineen kasvu maksimiarvoonsa ja tästä eteenpäin jarrupaine pysyy vakiona.

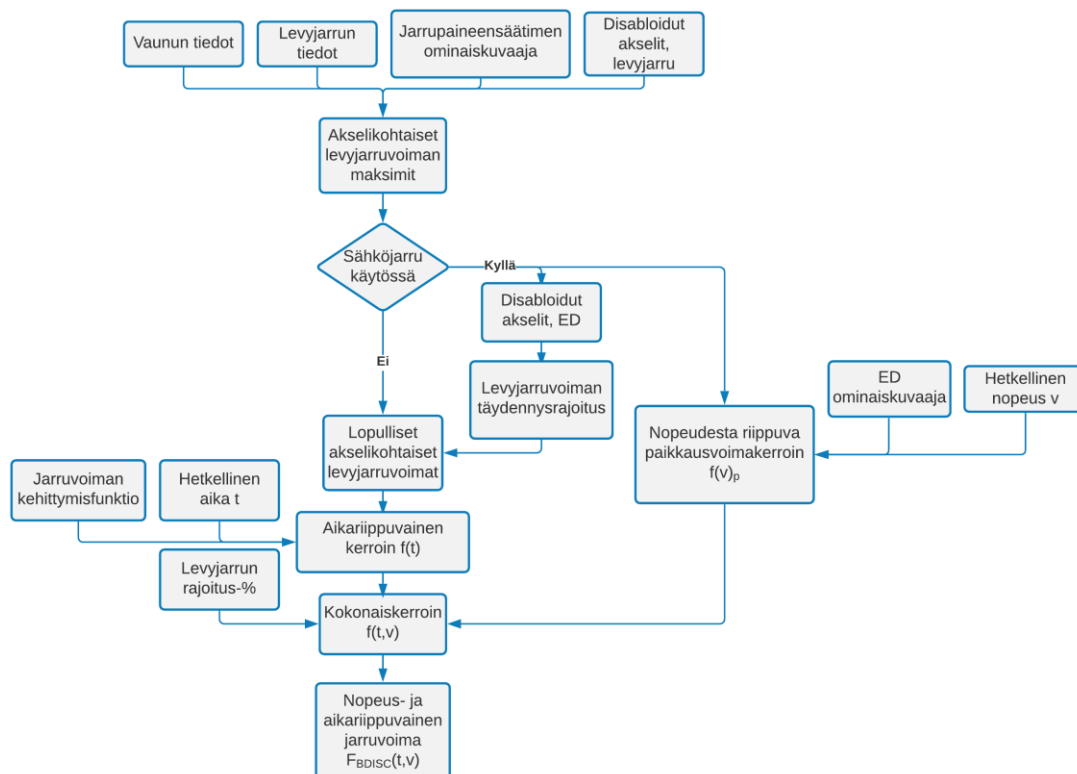
Tarkasteltavat laskentatilanteet määrittelevässä jarrumatriisissa vaaditaan usein laskemaan jarrutussuorituskyky myös epäedullisissa tilanteissa, joissa jokin pääjarrutyypeistä on pois käytöstä yhdellä tai useammalla akselilla. Tällaisten tapausten huomioimiseksi laskentatyökaluun on lisätty mahdollisuus valita yksittäisiä aksleita disabloiduksi jarrutustilannekohtaisesti. Disabloidut akselit huomioidaan siten, että nimellinen akselikohtainen maksimijarruvoima kyseisellä jarrutyypillä määritetään nolllaksi, jos kyseinen akseli löytyy tarkasteltavassa jarrutustilanteesta disabloitujen listalta. Disabloitavat akselit voidaan valita erikseen sekä levyjarrolla että sähköjarrolla. Kuvassa 32 on esitetty vuokaavio sähköjarruvoiman määräytymiselle laskentatyökalua käytettäessä.



Kuva 32. Sähköjarruvoiman määräytyminen kehitetyllä laskentatyökalulla.

Jarrutustilanteissa, joissa sähköjarru on osittain disabloitu käytöstä toimii kitkajarru eli tyypillisesti levyjarru täydentävänä jarrutyypinä riittävän jarrutussuorituskyvyn takaamiseksi. Laskennallisesti tilanne on kuitenkin haastava, sillä mikäli täyttä levyjarruvoimaa käytetään myös akseleilla, joilla sähköjarru on käytössä, kasvaa jarrutyypin yhteenlaskettu jarrutusvoima nopeasti hyvin suureksi, jolloin myös akselikohtainen adheesiovaatimus ylittää määritetyn maksimiarvonsa. Liian suurta jarruvoimaa voidaan pyrkiä ratkaisemaan edellä esitetyllä yhdistetyllä nopeus- ja aikakertoimelle asetettavalla rajoituksella. Tällöin rajoitetaan kuitenkin levyjarruvoimaa myös niillä akseleilla, joilla sähköjarru ei ole käytössä. Todellisessa tilanteessa raitiovaunujen jarrutusjärjestelmät voidaan ohjelmoida mukautumaan tilanteeseen tuottamalla täyden levyjarruvoiman vikatilassa olevilla akseleilla ja rajoittamalla levyjarruvoimaa akseleilla, joilla sähköjarru toimii normaalisti. Jotta laskentatyökalu saadaan toimimaan todellista tilannetta vastaavasti, on käyttäjälle lisätty mahdollisuus määrittää erillinen rajoitusarvo täydennystilanteelle. Tämä rajoitusarvo huomioidaan lopullisen akselikohtaisen maksimilevyjarruvoiman määrittämisessä siten, että mikäli sekä levyjarru että sähköjarru ovat käytössä jarrutustilanteessa lasketaan lopullinen maksimilevyjarruvoima akselille täydennyksen rajoitusprosentin ja nimellisen maksimilevyjarruvoiman tulona, jos tarkasteltavalta akselilta ei ole disabloitu sähköjarrua. Mikäli sähköjarru on disabloitu kyseiseltä akselilta tulee lopulliseksi maksimilevyjarruvoimaksi suoraan nimellinen maksimilevyjarruvoima. On huomionarvoista, että sähköjarrun loppupaikkauksessa täydennysrajoitusta ei huomioida

sillä näissä tilanteissa levyjarru ainoastaan pyrkii pitämään jarruvoiman mahdollisimman vakiona sähköjarrun heiketessä, jolloin akselikohtainen jarruvoima ei kasva yli yksittäisen jarrutyypin tuottaman maksimiarvon. Mikäli loppupaikkausvoiman huippuarvoa halutaan rajoittaa, voidaan se tehdä varsinaisella levyjarrun rajoitusarvolla. Levyjarruvoiman määräytyminen kehitetyllä laskentatyökalulla on havainnollistettu kuvassa 33 esitettyssä kaaviossa.



Kuva 33. Levyjarruvoiman määräytyminen kehitetyllä laskentatyökalulla.

6.2 Hetkellisten liikevastusvoimien määräytyminen

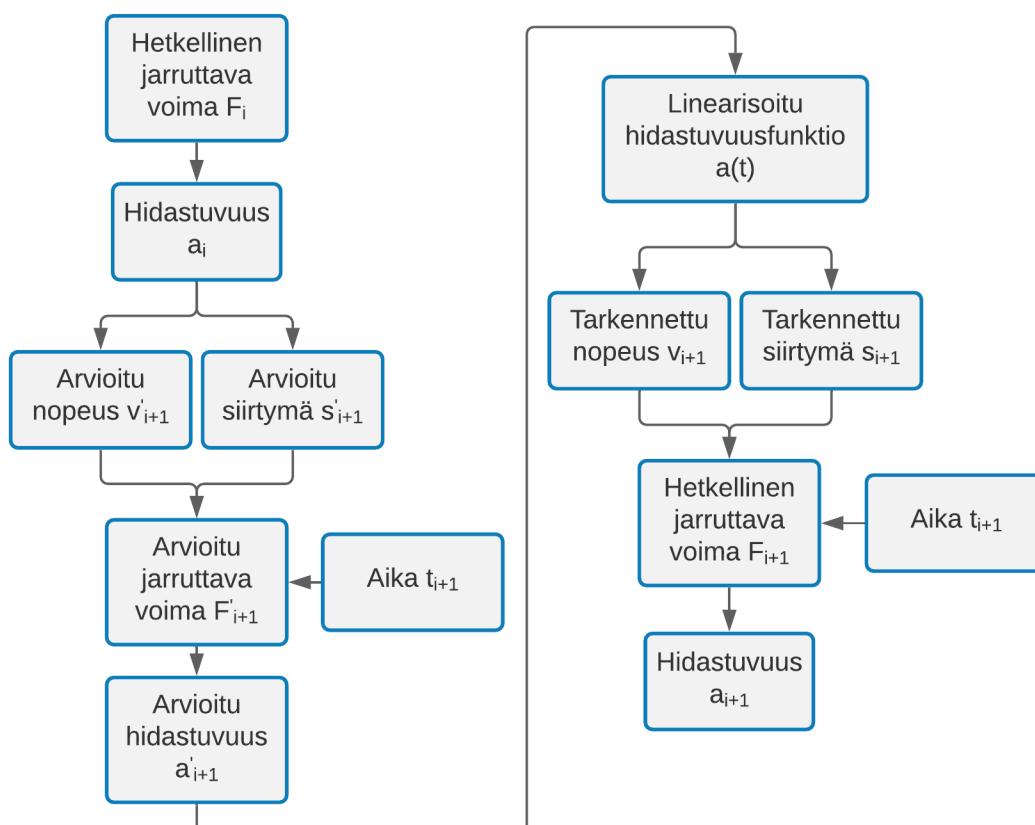
Hetkellisten liikevastusvoimien määrittämiseksi käyttäjä määrittää vaunun tietoihin arvot standardin EN 14531-2 mukaisille liikevastuskertoimille A, B ja C. Luvussa 4.3 on esitetty menetelmät, joilla nämä kertoimet saadaan määritettyä ajoneuvolle kokeellisesti tai laskennallisesti. Kertoimien A ja B määrittelyyn on lisätty mahdollisuus käyttää ajoneuvon massasta riippuvaa lineaarista funktiota syöttämällä kaksi kuvaajan toimintapistettä. Hetkellisen yhdistetyn liikevastusvoiman F_{Ra} kokonaisarvo lasketaan määritettyjen kertoimien avulla kaavan (79) mukaisesti.

Liikevastuskertoimen A kasvaminen massan funktiona aiheutuu pyöräkerran kasvaneesta kuormituksesta aiheutuvasta vierintäelimien ja kiskopyörien lisääntyneestä vierintävastuksesta. Liikevastuskertoimen B kohdalla mahdollisuus lineaarifunktion syöttämiseen on lisätty, jotta laskentatyökalu kykenee toistamaan vanhoja alihankkijalle teetettyjä kaksikerrosvaunujen jarrulaskentoja. Näissä käytetty linearisoitu funktio perustuu todennäköisesti aikaisemmissa rullauskokeissa saatuihin kokemuksiin, sillä kyseinen vaunukalusto on säilynyt perusrakenteeltaan samanlaisena jo pitkän aikaa.

Yhdistetyn liikevastusvoiman lisäksi laskentatyökalussa on mahdollista syöttää jarrumatriisiin jarrutustilannekohtainen pituuskaltevuuden arvo. Pituuskaltevuuden arvosta lasketaan kaavan (78) mukaisesti vaunuun kohdistuva jarruttava tai kiihdyttävä voimakomponentti F_g . Taulukossa oletetaan pituuskaltevuus vakioksi koko laskennan aikana, sillä laskentavaatimuksissa tilanteet esitetään vakio pituuskaltevuuksilla. Mikäli haluttaisiin laskea jarrutustapahtuma ratajaksolla, jossa pituuskaltevuus muuttuu kuljetun matkan funktiona, on se mahdollista lisätä laskentatyökaluun kohtuullisella vaivalla. Tämänkaltaisen tarve saattaa esiintyä, mikäli ajoneuvon koejarrutukset jouduttaisiin suorittamaan rataosuudella, jolla esiintyy merkittäviä pituuskaltevuuksia jarrutuksen vaatimalla matkalla. Tällöin voi olla tarpeen huomioida hetkellisen pituuskaltevuuden vaikutus tuloksiin, jotta koe- ja laskentatulokset saadaan vastaamaan toisiaan.

6.3 Aikaintegrointi

Ajoneuvon etenemisen hetkellisten arvojen määrittäminen perustuu ajoneuvoon kohdistuvien voimien hetkellisen kokonaisarvon aiheuttaman kiihtyvyyden numeeriseen integrointiin. Laskenta suoritetaan 2000 erillisessä laskenta-askeleessa käyttäjän määrittelemän tarkastelujakson yli, jolloin yhden laskenta-askeleen pituus on tarkastelujakson pituus jaettuna laskenta-askeleiden määrällä. Jokaisessa laskenta-askeleessa suoritetaan määritelty laskentakierros, jonka aikana lasketaan ensin arvioidut hetkelliset liikkeen arvot. Saatujen arvioitujen arvojen avulla lasketaan edelleen varsinaiset tarkennetut arvot seuraavalle tarkasteltavalle ajan hetkelle. Toistettavan laskentakierroksen vaiheet on esitetty vuokaaviossa kuvassa 34.



Kuva 34. Laskentaprosessi seuraavan laskenta-askeleen liiketilan määrittämiseksi.

Luvussa 6.1 ja 6.2 esitettiin periaatteet, joita kehitetty laskentatyökalu käyttää hetkellisen jarruttavan voiman määrittämiseen. Ajoneuvoon kohdistuvan jarruttavan voiman määrittäminen on ensimmäinen vaihe hetkellisten tilatietojen määrittämisessä. Määritetyn kokonaisvoiman sekä vaunun tiedoista määritetyn jarrutettavan dynaamisen massan suhteesta lasketaan edelleen vaunulle hetkellinen hidastuvuus a_i siten, että

$$a_i = \frac{\Sigma F_i}{m_{dyn}}. \quad (106)$$

Vaunun hetkellisen hidastuvuuden perusteella määritetään arvioitu nopeuden muutos aika-askeleiden i ja $i+1$ välillä. Arvioidun nopeuden muutoksen laskemiseen käytetään oletusta, että hidastuvuus säilyy vakiona koko aikavälin ajan. Tällöin arvioidulle nopeudelle hetkellä $i+1$ saadaan kaavaksi

$$v'_{i+1} = v_i + \Delta v' = v_i - a_i \Delta t. \quad (107)$$

Tasaisesti muuttuvan liikkeen yhtälöiden mukaisesti arvioitu siirtymä hetkellä $i+1$ voidaan puolestaan laskea kaavalla

$$s'_{i+1} = s_i + \Delta s' = s_i - \frac{a_i}{2} * \Delta t^2 + v_i * \Delta t. \quad (108)$$

Yhtälöissä on huomioitu se, että kiihtyvyyttä käsitellään hidastuvuutena, jolloin yhtälöiden kiihtyvyyssermien etumerkiksi tulee miinus. Määritettyjen arvioitujen suureiden sekä vakiopituisen laskenta-askeleen takia tiedossa olevan ajan t_{i+1} perusteella voidaan määrittää arvioitu jarruttavan voiman suuruus ajanhetkellä $i+1$. Kun arvioitu jarruttava voima on määritetty, voidaan edelleen laskea arvioitu hidastuvuus kyseisellä hetkellä kaavalla

$$a'_{i+1} = \frac{\Sigma F'_{i+1}}{m_{dyn}}. \quad (109)$$

Hidastuvuuden pisteiden a_i ja a'_{i+1} välillä oletetaan hidastuvuuden kehitys lineaariseksi, jolloin pisteiden välille saadaan funktio

$$a_{i-(i+1)} = kt + b = \frac{a'_{i+1} - a_i}{\Delta t} t + a_i. \quad (110)$$

Muodostetusta lineaarisesta hidastuvuuden funktiosta saadaan integroimalla yhtälöt nopeuden sekä siirtymän kehitykselle laskentavälillä. Nopeuden yhtälöksi saadaan

$$v_{i-(i+1)}(t) = \int a_{i-(i+1)}(t) dt = \frac{k}{2} t^2 + bt + C_1. \quad (111)$$

Siirtymän yhtälö saadaan nopeuden yhtälöstä edelleen integroimalla muotoon

$$s_{i-(i+1)}(t) = \int v_{i-(i+1)}(t) dt = \frac{k}{6} t^3 + \frac{b}{2} t^2 + C_1 t + C_2. \quad (112)$$

Vakiot C_1 ja C_2 saadaan, kun sijoitetaan yhtälöihin $v_{i-(i+1)}(0) = v_i$ ja $s_{i-(i+1)}(0) = s_i$. Linearisoidun hidastuvuuden avulla saadaan näin ollen laskettua tarkennettu nopeus v_{i+1} ja siirtymä s_{i+1} . Yhtälöissä tulee huomioida se, että hidastuvuus on negatiivista kiihtyvyyttä, jolloin kiihtyvyyden vaikutusta kuvaavien termien etumerkiksi tulee miinus. Näin saadaan tarkennetulle nopeudelle ja siirtymälle yhtälöt

$$v_{i+1} = -\frac{k}{2}\Delta t^2 - b\Delta t + v_i \quad (113)$$

$$s_{i+1} = -\frac{k}{6}\Delta t^3 - \frac{b}{2}\Delta t^2 + v_1\Delta t + s_i. \quad (114)$$

Tarkennettujen liiketilan tietojen avulla lasketaan tarkennettu hetkellinen jarruttava kokonaisvoima F_{i+1} . Tästä määritetään edelleen hetkellinen hidastuvuus a_{i+1} jolloin laskentakierros aloitetaan jälleen alusta hetken $i+2$ liiketilan määrittämistä varten. Laskentaprosessia toistetaan eteenpäin siihen asti, kunnes saavutettu tarkennettu hetkellinen nopeus v_n poikkeaa tavoitenopeudesta vähemmän kuin on määritelty raja-arvoksi $\varepsilon_{\Delta v}$ eli kun

$$|v_n - v_{fin}| < \varepsilon_{\Delta v}. \quad (115)$$

Laadittu laskentatyökalu jatkaa laskentaprosessin suorittamista käyttäjän määrittelemän tarkastelujakson loppuun asti. Tulosten käsittelyä varten työkalu etsii laskennan taulukosta laskenta-askeleen, jossa saavutettu nopeus vastaa annettua kriteeriä. Mikäli kriteeriin sopivaa tavoitenopeutta ei koskaan saavuteta, ilmoitetaan siitä käyttäjälle tuloksissa. Sallittuna poikkeamana tavoitenopeudesta on laskentatyökaluun määritetty kiinteästi 0,1 km/h. Jarrutuksen loppunopeudeksi on määritetty kaikissa tilanteissa 0 km/h.

6.4 Laskentatulosten käsittely

Laskentataulukko laskee jarrutussuorituskyvyn vertailuarvot laskennasta saadun aika-askelittaisen datan perusteella laskennan valmistuttua. Kaikkien EN 14531-2 mukaista tulostenkäsittelyä varten tarvittavien laskentatulosten saamiseksi suoritetaan laskenta jokaisella määrittelyllä laskentatilanteella ja kuormitustapauksella kolmesti. Ensimmäinen laskenta on niin sanottu varsinainen laskenta, jossa laskenta-askelia on määritelty 2000 kappaletta ja sekä aika- että nopeusriippuvainen jarruvoiman kehitys otetaan huomioon. Toinen laskenta suoritetaan siten, että laskenta-askelia huomioidaan

myös täydet 2000 kappaletta, mutta jarruvoimien aikariippuvaista kehitystä ei oteta huomioon. Tässä laskennassa saatuja tuloksia tarvitaan jarrutuksen kokonaisvasteajan määrittämiseen. Kolmas laskenta suoritetaan huomioiden sekä aika- että nopeusriippuvuudet mutta laskenta-askelien määrä pudotetaan puoleen tarkastelujakson pysyessä samana, jolloin laskenta-askeleiden pituus kasvaa kaksinkertaiseksi. Tämän ja varsinaisen laskennan tuloksia vertailemalla saadaan määritettyä vertailuluku laskenta-askeleen pituuden vaikutuksen tarkasteluun.

Pysähtymismatkan sekä muiden vertailulukujen määrittämiseksi hakee laskuri laskentataulukon aika-askelkohtaisista hetkellisen nopeuden arvoista itseisarvoltaan pienimmän luvun sekä tätä vastaavan aika-askeleen numeron. Mikäli valitun nopeusarvon itseisarvo on pienempi tai yhtä suuri kuin 0,1 hyväksytään laskenta onnistuneeksi. Jos luvun itseisarvo on suurempi kuin 0,1 ilmoitetaan siitä käyttäjälle laskentatuloksissa. Onnistuneen laskennan tapauksessa aika-askeleen numeron perusteella haetaan tätä vastaava siirtymän arvo varsinaisen laskennan taulukosta lopulliseksi pysähtymismatkaksi. Laskentatuloksiin haetaan aika-askeleen perusteella myös pysähtymiseen kulunut aika, jotta käyttäjä voi tarkentaa määritettyä tarkastelujaksoa laskenta-askeleiden optimoimiseksi.

Jarrutuksen ekvivalentti vasteaika määritetään laskentatulosten perusteella aikaisemmin esitetyn rullausetäisyyden kaavan (101) avulla. Kaavasta ratkaistaan ekvivalentti vasteaika ja sijoitetaan rullausmatkan tilalle varsinaisen pysähtymismatkan sekä aikariippuvuudet huomiotta jättäneen laskennan pysähtymismatkan erotus. Näin ajoneuvon koko jarrujärjestelmän ekvivalentille vasteajalle saadaan kaava

$$t_e = \frac{s_{f(t)} - s_{f(t)=1}}{v_0}, \quad (116)$$

missä $s_{f(t)}$ on varsinainen pysähtymismatka [m]

ja $s_{f(t)=1}$ on pysähtymismatka, kun jarruvoiman aikatekijää ei huomioida [m].

Laskennassa käytetyn aika-askeleiden määrän riittävyyden tarkastelemiseen EN 14531-2 esittää termin Δs . Standardissa esitetään, että suurinopeuksiseen liikennöintiin tarkoitettujen ajoneuvojen jarrutuslaskennassa Δs saa olla maksimissaan 0,001 jotta laskentatulokset voidaan hyväksyä. Tyypillisesti suurinopeuksisilla raideliikenteen ajoneuvoilla tarkoitetaan kansainvälisen rautatieunioni UIC:n määritelmän mukaan 250

km/h tai sitä suuremmilla linjanopeuksilla operoitavia ajoneuvoja. Kehitettyssä laskentatyökalussa aika-askelien kiinteä määrä on säädetty suoritettujen laskentatapausten mukaisesti siten, että tyypillisesti tarkasteltavien ajoneuvotyyppien osalta päästään standardin esittämään vaatimukseen. Aika-askelien määrää joudutaan mahdollisesti tarkastelemaan uudestaan, mikäli laskentakohteena oleva ajoneuvo poikkeaa suunnittelunopeuksiltaan huomattavasti nykyisistä raitiovaunuista ja junanvaunuista. Vertailuluvulle Δs on standardissa annettu laskentakaavaksi

$$\Delta s = \left| \frac{s_{2*\Delta t} - s_{\Delta t}}{s_{\Delta t}} \right|, \quad (117)$$

missä $s_{2*\Delta t}$ on kaksinkertaisella aika-askeleen saatu pysähtymismatka [m]

ja $s_{\Delta t}$ on normaalilla aika-askeleen pituudella saatu pysähtymismatka [m].

Jarrutustilanteen ajalta lasketaan vertailuarvot kiihtyvyyden arvoista maksimihidastuvuudelle, keskimääräiselle hidastuvuudelle sekä ekvivalentille hidastuvuudelle. Nämä kolme laskettua vertailuarvoa esitetään tuloksissa ja mikäli joku vertailuarvoista on jarrumatriisissa määriteltyä heikompi, korostuu riittämätön arvo tulosrivillä. Maksimihidastuvuuden arvo jarrituksen ajalta saadaan yksinkertaisimmillaan hakemalla aika-askelkohtaisesta datasta suurin hetkellinen hidastuvuus a_i . Suurinta hidastuvuuden arvoa etsitään laskennan tehokkuuden takia koko määritellyn tarkastelujakson ajalta, joten maksimikiihtyvyyden esiintyminen vaunun pysähtymisen jälkeen on estetty erikseen jarrutusvoimien määrittelyssä.

Jarrituksen keskimääräisen hidastuvuuden määrittäminen laskentatyökalulla perustuu tasaisesti muuttuvalle liikkeelle johdettuihin liiketilan yhtälöihin. Tekniikan kaavastossa (Mäkelä et al. 2015) esitetään hetkelliselle nopeudelle tasaisesti muuttuvassa liikkeessä yhtälö

$$v^2 = v_0^2 + 2a(x - x_0). \quad (118)$$

Esitetystä yhtälöstä voidaan ratkaista jarrituksen aikaiselle keskimääräiselle hidastuvuudelle yhtälöksi

$$a_{avg} = \frac{v_0^2 - v_{fin}^2}{2*s_{f(t)}}, \quad (119)$$

missä v_{fin} on jarrutuksen loppunopeus [m/s],
 v_0 on lähtönopeus [m/s]
 ja $s_{f(t)}$ on jarrutusmatka, kun huomioidaan aikariippuvuudet [m].

Näin ollen jarrutuksen aikainen keskimääräinen hidastuvuus voidaan määrittää aika-askelittaisessa laskennassa saadun pysähtymismatkan sekä jarrutuksen lähtötiedoissa määritettävien nopeuksien avulla. Laadittu laskentatyökalu on määritetty siten, että kaikki laskettavat jarrutustapaukset ovat pysähtymiseen asti suoritettavia, jolloin loppunopeudeksi sijoitetaan nolla ja jarrutusmatkaksi vaihtuu pysähtymismatka.

Jarrutuksen ekvivalentti hidastuvuus tarkoittaa hidastuvuuden keskimääräistä arvoa laskettuna siitä hetkestä eteenpäin, kun jarruttavan voiman suuruus on saavuttanut tietyn osuuden nimellisarvostaan. EN 14531-2 esittää ekvivalentin hidastuvuuden laskennan aika-askelittain suoritettulle jarrutuslaskennalle suoritettavaksi siten, että määritetyn jarrutustilanteen laskenta toistetaan jättäen jarruvoiman aikatekijä huomioimatta. Toisin sanoen jarruttavien voimien ominaiskertoimet seuraavat ainoastaan nopeudesta riippuvaa ominaiskuvaajaa sekä mahdollisia muita ajasta riippumattomia lisärajoitteita. Tämän laskentamenetelmän kautta saatua pysähtymismatkaa käytetään edellä esitetyn keskimääräisen hidastuvuuden kanssa ekvivalentin hidastuvuuden määrittämiseen. Ekvivalentille hidastuvuudelle saadaan näin ollen yhtälöksi

$$a_e = \frac{v_0^2 - v_{fin}^2}{2 * s_{f(t)=1}}. \quad (120)$$

Aivan kuten keskimääräisen suorituskykylaskennan vertailuarvoja käsittelevässä luvussa 5.2 esitettiin, on käytännön jarrutussuorituskyvyn kannalta hyvin oleellista, että jarrujärjestelmän tuottama jarruttava voima saadaan välitettyä kiskon pintaan. Hetkellisen jarruttavan voiman välittymiseen tarvittavaa kiskon ja kiskopyörän välistä adheesiovaikutusta kutsutaan termillä hetkellinen adheesiovaatimus. Hetkellisen adheesiovaatimuksen vertailuarvo on kitkakertoimen kaltainen kerroin, joka kuvaa kiskopyörän kehälle siirretyn kontaktissa välitettävän tangentiaalivoiman suhdetta kiskopyörän ja kiskon väliseen normaalivoimaan. Tarkan adheesio kertoimen arvon saavuttamiseksi tulee välitettävästä voimasta vähentää pyörivien massojen hidastamiseen kuluva voiman osuus. Lisäksi on huomioitava mahdollisen pituuskaltevuuden vaikutus pintojen väliseen normaalivoimaan. Hetkelliselle akselikohtaiselle adheesiovaatimukselle esitetään standardissa EN 14531-2 kaava

$$\tau_{reg,ax} = \frac{\sum_{ax} F_{B,i} - m_{rot,ax} * a_i}{m_{st,ax} * g} * \sqrt{i^2 + 1}. \quad (121)$$

Työssä kehitetty laskentatyökalu laskee jokaiselle akselille hetkellisen adheesiovaatimuksen jokaisella laskenta-askeleella. Käyttäjälle esitetään laskentatuloksissa suurin adheesiovaatimuksen arvo tarkastelujakson ajalta. Eteen voi tulla tilanne, jossa adheesiovaatimuksen arvo on suurempi kuin laskennan ennakkotiedoissa on määritetty. Tällöin adheesiovaatimus korostetaan laskentatuloksissa. Jarruvoiman rajoituksien säätämistä varten erillisessä ”Telikohtaiset tulokset”-taulukossa esitetään telikohtainen maksimiadheesiovaatimus sekä telikohtaiset maksimijarrutusvoimat eri jarrutyypeillä. Taulukossa on esitettynä lisäksi jarrutyypin jarrutusvoimakuvaajat sekä ulkoisten liikevastusvoimien kuvaajat tarkastelujakson ajalta.

Rautatieliikennöintiin tarkoitettulle kalustolle on edellisten lisäksi olemassa joitakin perinteisiä jarrutussuorituskyvyn vertailuarvoja. Junan jarrupaino B on termi, jolla kuvataan ajoneuvon tuottaman kokonaisjarrutusvoiman suuruutta. Vertailuluvun yksikkönä käytetään tonnia, mutta tästä huolimatta ajoneuvon massalla ei ole mitään vaikutusta sen suuruuteen. UIC:n säännöstö 544-1 esittää esimerkiksi valurautaisilla tönkkäjarruilla varustetun tavaravaunun jarrupainon määrittämiseksi kaavan

$$B = \frac{k * \sum F_B}{g}, \quad (122)$$

missä B on jarrupaino [tn],
 k on karakteristinen kerroin,
 F_B on jarrutuksen aikainen kokonaisjarrutusvoima [N]
 ja g on putoamiskiihtyvyys [m/s²].

Yhtälössä oleva karakteristisen kertoimen k arvo riippuu jarruanturoiden tyypistä sekä kokonaisjarrutusvoiman suuruudesta.

Ajoneuvon jarrupaino voidaan esittää myös jarrupainoprosentin λ avulla. Jarrupainoprosentti kuvaa ajoneuvon jarrupainon ja kokonaispainon suhdetta prosenteiksi muutettuna. UIC 544-1 esittää jarrupainoprosentin ja pysähtymismatkan välisen riippuvuuden yhtälöllä

$$s = \frac{N}{\lambda + M}, \quad (123)$$

missä s on ajoneuvon pysähtymismatka [m],
 N on ajoneuvosta ja lähtönopeudesta riippuva vakio
ja M on ajoneuvosta ja lähtönopeudesta riippuva vakio.

Vakiot N ja M määritetään kokeellisesti kyseessä olevalle ajoneuvotyypille suoritettujen jarrutuskokeiden avulla. Koejarrutuksia suoritetaan tietyllä lähtönopeudella usealla eri kuormituksella ja saadun datan avulla sovitetaan lähtönopeuskohtaiset käyrät pysähtymismatka-jarrupainoprosenttikoordinaatistoon. Uuden ajoneuvon suunnitteluvaiheessa tapahtuvaa jarrujärjestelmän mitoittamista varten UIC 544-1 antaa valmiiksi lasketut likiarvot vakioille N ja M määritellyissä lähtönopeuksissa. Erilliset arvot on esitetty kokonaiselle junakokoonpanolle sekä yksittäiselle vaunulle. Kun laskennallinen pysähtymismatka sekä vakioarvot on tiedossa, voidaan yhtälöstä (123) ratkaista jarrupainoprosentti λ . Jarrupainoprosentin yhtälöksi saadaan näin ollen

$$\lambda = \frac{N}{s} - M. \quad (124)$$

Työssä kehitetty laskentataulukko käyttää kaavaa (124) sekä säännöstössä UIC 544-1 esitettyä yksittäisen vaunun vakioarvotaulukkoa jarrupainoprosentin määrittämiseen. Jarrupainoprosentti määritetään vain siinä tapauksessa, mikäli tarkasteltavan jarrutustapauksen alkunopeus vastaa taulukosta löytyviä nopeuden arvoja. Taulukossa 1 on esitettyinä käytettävät vakioiden arvot niitä vastaavilla lähtönopeuden arvoilla. On huomioitava, että laskuri ei käytetyn taulukon takia sellaisenaan sovellu rautatiekäyttöön tulevan junan jarrupainoprosentin tai jarrupainon määrittämiseen. Mikäli tämänkaltaisen tarve tulee vastaan, on vakioiden N ja M arvot taulukossa muutettava kyseiselle ajoneuvokokoonpanolle sopiviksi.

v [km/h]	N	M
100	52840	10
120	83634	19
140	119179	19
160	161280	19

Taulukko 1. Vakioiden N ja M arvot eri lähtönopeuksilla (UIC 544-1).

Koska ajoneuvon jarrupainoprosentti on määritetty jarrupainon ja kokonaispainon suhteena prosenteiksi muutettuna, voidaan taulukkoarvojen ja pysähtymismatkan avulla

lasketusta jarrupainoprosentista laskea ajoneuvon jarrupaino B. Ajoneuvon jarrupainolle saadaan määritelmästä ratkaistua kaava

$$B = \frac{\lambda * \frac{m_{st}}{1000}}{100}, \quad (125)$$

missä B on ajoneuvon jarrupaino [tn],
 λ on ajoneuvon jarrupainoprosentti [%]
 ja m_{st} on ajoneuvon staattinen massa [kg].

Edellä esitettyjen vertailulukujen lisäksi laadittu laskentataulukko laskee telikohtaisen arvon saksalaiselle vertailuluvulle A (abbremsung). Englanninkielisessä EN-standardissa vertailuluvun nimitys on ”braking ratio” eli suoraan suomennettuna jarrutussuhde. Vertailuku kuvaa kitkajarrujen kitkapinnoille kohdistaman normaalivoiman suhdetta tarkasteltavan pyöräkerran, telin tai kokonaisen ajoneuvon staattiseen painoon. Levyjarrun tapauksessa normaalivoima siirretään kiskopyörän kehälle vastaamaan tilannetta, jossa käytetään tönkkäjarrua. Pituuskaltevuuden vaikutusta staattiseen painoon ei määritelmän mukaan tule huomioida. Näin ollen telikohtaiselle jarrutussuhteelle prosenttilukuna esitettynä saadaan kaavaksi

$$A = \frac{F_{b,bg}}{m_{st,bg} * g} * 100\%, \quad (126)$$

missä $F_{b,bg}$ on kitkapinnoille kohdistuva kokonaisnormaalivoima telillä [N],
 $m_{st,bg}$ on staattinen massa tarkasteltavalla telillä [kg]
 ja g on putoamiskiihtyvyys [m/s^2].

Telikohtainen kulutuspinnalle siirretty normaalivoima kitkapinnalle saadaan levyjarrun tapauksessa jakamalla telin levyjarrujen tuottama jarruttava tangentiaalivoima levyjarrun kitkamateriaalin kitkakertoimella. Näin ollen levyjarrua käytettäessä telikohtaisen jarrutussuhteen kaava saadaan muotoon

$$A = \frac{\frac{F_{BDISC,bg}}{\mu}}{m_{st,bg} * g} * 100\%, \quad (127)$$

missä $F_{BDISC,bg}$ on telikohtainen levyjarrun tuottama jarruttava voima [N],
 ja μ on jarrupalan kitkamateriaalin liukukitkakerroin.

6.5 Paikallaanpitojarrun suorituskyvyn määrittäminen

Työssä laadittu jarrujärjestelmän suorituskyvyn määrittämiseen kehitetty laskentataulukko mahdollistaa myös kymmenen erillisen vaunun paikallaanpitotilanteen määrittelyn. Nämä laskentatilanteet on tarkoitettu ajoneuvon jarrutussuorituskyvyn tarkastelemiseen sellaisessa tilanteessa, jossa vaunu pysäytetään pituuskaltevalla rataosuudella. Tämänkaltaisissa paikallaanpitotilanteissa voidaan vaatimukset määrittää erikseen riippuen siitä, onko kyseessä lyhytkestoinen paikallaanpitotilanne vai pysäköintitilanne. Pysäköintijarrujärjestelmän tulisi olla suunniteltu sellaiseksi, että se kykenee pitämään vaunun paikallaan määräämättömän ajan eikä saa olla riippuvainen ulkoisesta energiansyötöstä.

Hetkelliseen paikallaanpitoon käytetään tyypillisesti vaunun käyttöjarrujärjestelmää, tyypillisimmin siis levyjarruja. Pysäköintijarrun toteutus riippuu vaunun käyttöjarrujärjestelmän toimintaperiaatteesta; raitiovaunun jousitoimisilla jarrusylintereillä varustettu käyttöjarrujärjestelmä täyttää pysäköintijarrulle asetetun vaatimuksen energiariippumattomuudesta, jolloin jarrujärjestelmä soveltuu sekä paikallaanpitoon että pysäköintiin. Perinteisellä paineilmatoimisella käyttöjarrujärjestelmällä varustettu junanvaunu sen sijaan vaatii vaunujen apusäiliöiden täyttöön jatkuvan paineilmasyötön, jotta jarrun toimivuus on varmistettu myös siinä tapauksessa, että linjastossa tai jarrusylintereissä esiintyy pientä vuotoa. Tämän takia näissä tilanteissa pysäköintijarru tulee toteuttaa käyttöjarrusta poikkeavalla menetelmällä. Škoda Transtech Oy:n valmistamat kaksikerrosvaunut on esimerkiksi varustettu käyttöjarrujen jarrusatuloihin kytketyillä mekaanisilla käyttölaiteilla.

Kehitetty laskentatyökalu mahdollistaa paikallaanpitävän jarruvoiman määrittämisen jarrutustilannekohtaisesti joko käyttäen vaunun käyttöjarrua, mekaanisesti käytettävää levyjarrua, magneettista kiskojarua tai näiden yhdistelmää. Jotta käyttöjarruna toimivan levyjarrun paikallaanpitotilanteessa tuottama jarruttava voima voidaan laskea tulee dynaamista jarrutustilannetta varten annettujen jarrutyypikohtaisten määrityksien lisäksi antaa myös lepokitkakerroin μ_{st} . Lepokitkakertoimen avulla voidaan levyjarrun tuottama paikallaanpitovoima määrittää kaavaa (25) mukaillen yhtälöllä

$$F_{B,D,H} = F_b * \mu_{st} * \frac{r_s}{\frac{D}{2}} * \frac{i_{tra}}{\eta_{tra}}, \quad (128)$$

missä F_b on kokonaisnormaalivoima jarrupalojen kitkapinnoilla [N],
 μ_{st} on jarrupalan kitkapinnan ja jarrulevyn välinen staattinen kitkakerroin,
 r_s on tehollisen kitkapinnan keskisäde [m],
 D on kiskopyörän vierintähalkaisija [m],
 i_{tra} on jarruakselin ja pyöräkerran välinen välityssuhde
ja η_{tra} on jarruakselin ja pyöräkerran välisen voimansiirron hyötysuhde.

Mekaanisesti käytettävällä pysäköintijarrujärjestelmällä tuotetun paikallaanpitävän voiman määrittäminen vaatii käyttäjältä joidenkin jarrujärjestelmien parametrien määrittämisen. Vaunun tietoihin syötetään mekaanisesti käytettävien jarrulevyjen määrä, loput mekaanisesti käytettävän pysäköintijarrujärjestelmän tiedot määritetään jarrujärjestelmien tiedoissa olevaan jarrutyypikohtaiseen taulukkoon. Laskentatyökalun parametrit on nimetty olettaen mekaanisen paikallaanpitojarrun käyttömekanismi käsipyöräkäyttöiseksi ja ruuvivälitteiseksi. Jarruvoiman määrittämiseksi lasketaan ensimmäiseksi ruuvivälitykseltä ulos saatava lineaarinen voima. Välitykseltä ulos saatava voima lasketaan siten, että

$$F_G = F_{Cr} * i_g * \eta_G, \quad (129)$$

missä F_G on ruuvivälityksen tuottama voima [N],
 F_{Cr} on käsipyörän käyttökahvaan kohdistettu voima [N],
 i_g on ruuvivälityksen kokonaisvälityssuhde
ja η_G on ruuvivälityksen kokonaishyötysuhde.

Ruuvivälitykseltä ulos saatava voima siirretään tavallisesti käyttövajereita pitkin jarrusatuloille. Vajerivoiman määrittämisessä tulee huomioida vajerivälityksen hyötysuhde. Näin ollen vajerin välittämälle voimalle saadaan yhtälöksi

$$F_{cbl} = F_G * \eta_{cbl}, \quad (130)$$

missä η_{cbl} on vajerivälityksen hyötysuhde.

Vajerivoiman perusteella voidaan määrittää levyjarrun kitkapinnoille tuottama normaalivoima. Normaalivoimaa määritettäessä tulee huomioida vajerivoiman ja kitkapintojen välisen vipumekanismien kokonaisvipusuhde sekä hyötysuhde. Näiden lisäksi on huomioitava jarrusatulan palautinjousien tuottama voima. Voiman merkki tulee

huomioida siten, että jarruvoimaa pienentävä jousivoima merkitään negatiiviseksi ja jarruvoimaa suurentava jousivoima positiiviseksi. Palauttavan jousivoiman kertoimena tulee huomioida mekaanisella käyttömekanismilla jarrutettavien jarrulevyjen määrä kaikkien järjestelmän palautinjousien huomioimiseksi. Edellä esitettyjen termien avulla saadaan kitkapinnoille kohdistetun normaalivoiman kokonaismäärälle yhtälö

$$F_b = (F_{Cbl} + n_{disc,C} * F_{S,C}) * i_{rig,C} * \eta_{rig,C}, \quad (131)$$

missä $n_{disc,C}$ on mekaanisesti jarrutettavien jarrulevyjen määrä,
 $F_{S,C}$ on palautinjousen tuottama voima [N],
 $i_{rig,C}$ on vipumekanismin kokonaisvipusuhde
ja $\eta_{rig,C}$ on vipumekanismin hyötysuhde.

Kokonaishuomioon otettuna jarruvoiman avulla saadaan edelleen laskettua pyörän kehälle tuotettu jarruttava voima. Jarruttavan voiman määrittämisessä on huomioitava, että voiman määrää jarrupalan ja -levyn välinen lepokitkakerroin. Mekaanisen pysäköintijarrun pyörän kehälle tuottama jarruttava voima saadaan laskettua yhtälöllä

$$F_{B,Cr,im} = F_b * \mu_{st} * \frac{r_s}{D/2}, \quad (132)$$

missä $F_{B,Cr,im}$ on mekaanisen pysäköintijarrun tuottama jarruttava voima [N],
 μ_{st} on jarrupalan kitkamateriaalin ja jarrulevyn välinen lepokitkakerroin,
 r_s on jarrupalan kitkapinnan pyyhkäisyalan keskisäde [m],
ja D on kiskopyörän vierintahalkaisija [m].

Käyttöjarruna toimivan ja mekaanisesti käytettävän levyjarrun lisäksi paikallaanpito- tai pysäköintijarru voidaan joissakin tapauksissa toteuttaa myös magneettisen kiskojarrun avulla. Pysäköintijarruksi sopiva magneettinen kiskojarru voidaan tehdä esimerkiksi käyttämällä lähellä kiskon pintaa normaalitilassa olevia kestmagnetoituja kiskojarruelementtejä. Tällöin magneettien päällekytkentä tulee toteuttaa siten, että ne kääntyvät kiskoja kohti, kun energisointi menetetään. Paineilma- tai sähkömagneettitoiminen magneettinen kiskojarru toimii paikallaanpitojarruna sellaisenaan. Magneettisen kiskojarrun tuottama paikallaanpitovoima määräytyy samalla yhtälöllä (65) kuin jarrutusvoima dynaamisessa tapauksessa, mutta kitkakerrointa määritettäessä on huomioitava, että käytetään kiskojarrun kitkaelementin ja rata- ja kiskon

välistä lepokitkakerrointa. Tämä ei välttämättä määrity oikein nopeusriippuvaisen kitkakertoimen μ_{MG} ominaiskuvaajan avulla, jolloin laskentatyökalussa on lisätty mahdollisuus määrittää vakioarvo kiskojarun lepokitkakertoimelle. Näin ollen laskentatyökalu määrittää magneettisen kiskojarun tuottaman paikallaanpitovoiman kaavalla

$$F_{BMG,im} = F_{AMG} * \mu_{MG,st}, \quad (133)$$

missä $F_{BMG,im}$ on kiskojarun tuottama paikallaanpitovoima [N],

F_{AMG} on magneettielementin vetovoima [N]

ja $\mu_{MG,st}$ on kiskojarun kitkaelementin ja kiskon välinen lepokitkakerroin.

Esitettyjen kaavojen avulla määritetään kiskopyörän ja kiskon välisestä adheesiosta riippuvien paikallaanpitojarrutyypin tuottama akselikohtainen jarrutusvoima. Akselikohtaisen jarruvoiman määrittämisestä tulee huomioida, että laskentatyökaluun on sisällytetty mahdollisuus ottaa käyttöjarruna toimiva levyjarru pois käytöstä käyttäjän määrittelemiltä akseleilta tilannekohtaisesti. Akselien käytöstäpoiston osalta tulee huomioida, että valinta ei vaikuta mekaanisesti käytettävän levyjarrun tuottamaan akselikohtaiseen voimaan.

Akselikohtaisen adheesioriippuvaisen jarruvoiman määrittämisen jälkeen laskentatyökalu määrittää akselilta kiskoon välittyvän jarruvoiman. Kiskoon välittyvän akselikohtaisen jarruvoiman määrittää käyttäjän määrittämän maksimiadheesiovaatimuksen sallima välitetty voima tai määritetty akselikohtainen jarruvoima riippuen siitä, kumpi edellä mainituista on pienempi kyseisen akselin kohdalla. Välittyvälle jarruvoimalle voidaan esittää yhtälö

$$F_{im,ax} = \min \left(F_{B,im,ax}; \tau_{im} * m_{st,ax} * g * \frac{1}{\sqrt{i^2+1}} \right), \quad (134)$$

missä $F_{im,ax}$ on akselikohtainen välittyvä jarruvoima [N],

$F_{B,im,ax}$ on akselikohtainen adheesioriippuvainen jarruvoima [N],

ja τ_{im} on paikallaanpitotilanteen maksimiadheesiovaatimus.

Välittyvien akselikohtaisten jarruvoimien sekä adheesiosta riippumattoman magneettisen kiskojarun tuottaman paikallaanpitovoiman summana saadaan ajoneuvoa paikallaan pitävän jarruvoiman suuruus siten, että

$$F_{im} = F_{BMG,H} + \sum F_{im,ax}, \quad (135)$$

missä F_{im} on ajoneuvoa paikallaan pitävä jarrujärjestelmän tuottama voima [N].

Ajoneuvon paikallaanpitokyvyn tarkasteluun liittyvät oleellisena osana myös ajoneuvoon kohdistuvat ulkoiset voimat. Liikevastusvoimia käsittelevässä kappaleessa 4 nousuvastusvoimaksi nimetty putoamiskiihtyvyyden aiheuttama ajoneuvon pituusakselin suuntainen voimakomponentti on paikallaanpitotilanteessa suurin vaunua kiihdyttämään pyrkivä voima. Kyseinen voima syntyy tilanteessa, jossa ajoneuvo on pysäytetty pituuskaltevalle rataosuudelle. Tyypillisesti pysäköinti- ja paikallaanpitojarrujen suorituskvyyllle asetetaan vaatimukseksi jokin pituuskaltevuus, jossa ajoneuvon tulee pysyä paikoillaan. Laaditussa laskentatyökalussa käyttäjä määrittää pituuskaltevuudet laskettaville paikallaanpitotilanteille. Nousuvastusvoimalle eli paikallaanpitotilanteen kannalta osuvammin ilmaistuna pituuskaltevuusvoimalle on luvussa 4.1 esitetty yhtälö (78) jota mukaillen saadaan paikallaanpitotilanteen pituuskaltevuusvoimalle yhtälö

$$F_g = \frac{i}{\sqrt{i^2+1}} * (m_{st} + m_{st,tow})g, \quad (136)$$

missä $m_{st,tow}$ on hinauskuorman suuruus [kg].

Jokaiselle paikallaanpitotilanteelle voidaan laskentatyökalussa määrittää hinauskuormaksi joko määritetyssä kuormitustilassa oleva toinen tarkastelun kohteena oleva vaunu tai vaihtoehtoisesti vapaasti määritetty massa. Määritetty massa syötetään erilliseen kenttään kilogrammoina.

Nousuvastusvoiman lisäksi ajoneuvoon voi kohdistua myös paikallaanpitokyvyn kannalta merkittäviä tuulikuormia. Näiden huomioimista varten laskentatyökaluun on lisätty mahdollisuus syöttää tuulivoima F_{wind} newtoneina.

Viimeinen pysäköintitilanteessa huomioitava voima on ajoneuvon liikevastusvoiman staattinen komponentti. Luvussa 4.2 esitettiin En 14531-1 mukaisen dynaamisen liikevastusterman F_{Ra} kertoimet A, B ja C. Näistä A on nopeudesta riippumaton vakiotermi, jolla kuvataan vaunun vierintäelimien aiheuttamaa kokonaisvierintävastusta. Tavallisesti vierintävastusvoima ajatellaan yhtä suureksi riippumatta siitä, ovatko vierintävastukset levossa vai liikkeessä, sillä esimerkiksi kiskopyörien ja rataiskun sekä rullalaakerin rullien ja laakerikoolien välillä tapahtuvassa kontaktissa pintojen välinen

nopeusero keskellä kontaktipintaa on normaalitilanteessa aina nolla. Kontaktipinnan reunoilla tapahtuu kuitenkin aina pientä luistoa vierintäelimien elastisuuden takia. Lisäksi vierintäelimien reunojen hankaus ohjausurien ja paikoitusrakenteisiin aiheuttaa jonkin verran häviöitä. Nämä ovat kuitenkin suuruksiltaan pieniä, sillä pinnat ovat normaalitilanteessa aina voideltuja. Edellä esitettyjen syiden takia on tavallista, että vierintävastusta ei määritetä erikseen tilanteessa, jossa ajoneuvo on paikallaan, vaan samaa liikevastusterman vakiota A käytetään vierintävastuksen määrittämiseen myös paikallaanpitolaskuissa. Jotta myös mahdolliset poikkeustilanteet voidaan huomioida, on laaditussa laskentatyökalussa jätetty käyttäjälle mahdollisuus määrittää tilannekohtaisesti staattinen liikevastusvoima joko käyttäen dynaamisen liikevastusterman vakiota A tai käyttäjän erikseen määrittämää staattista liikevastustermiä D. Liikevastusterman voi halutessaan myös jättää huomiotta laskuissa.

Liikevastusvakiota A käytettäessä laskentatyökalu laskee liikevastusvoiman suuruuden käyttäjän määrittämän ominaiskuvaajan avulla. Ominaiskuvaaja esittää linearisoidun yhteyden ajoneuvon massan ja liikevastusvakion arvon välille, ja käyttäjältä vaaditaan sen määrittämiseksi kaksi kuvaajan pistettä. Mikäli tarkasteltavaan paikallaanpilotilanteeseen on määritelty myös hinauskuorma, laskee työkalu liikevastusvakion A arvon myös tälle hinattavan massan perusteella, jolloin kokonaisliikevastusvoimaksi saadaan ajoneuvon ja hinattavan kuorman liikevastusvoimien summa. Jos tarkasteltavan tilanteen liikevastusvoima on määritelty erillisen staattisen liikevastusterman D avulla, on yksittäisen ajoneuvon liikevastus suoraan yhtä suuri kuin D riippumatta ajoneuvon massasta. Hinattavan kuorman liikevastusvoima määräytyy tällöin siten, että jos minkäänlainen nolasta poikkeava hinauskuorma on määritelty, tulee yhdistelmän liikevastusvoiman kokonaissuuruudeksi $2 \cdot D$.

Kun pysäköintitilanteessa vaikuttavat vaunuun kohdistuvat voimat on määritelty, voidaan niiden avulla laskea vertailuluvut jarrujärjestelmän suorituskyyvylle määritellyssä tilanteessa. Ensimmäinen määritettävä vertailuluku on paikallaanpysymisen varmuuskerroin S_{im} . Varmuuskerroin määritetään standardin EN 14531-1 mukaisesti yhtälöllä

$$S_{im} = \frac{F_{im} + F_{Ra}}{F_g + F_{wind}}, \quad (137)$$

missä S_{im} on yhdistetty paikallaanpysymisen varmuuskerroin,
 F_{im} on paikallaanpitävän jarruvoiman suuruus [N],
 F_{Ra} on liikevastusvoima [N],
 F_g on pituuskaltevuusvoima [N]
 ja F_{wind} on ajoneuvoon kohdistuva tuulikuorma [N].

Varmuuskerroin esittää ajoneuvon paikallaanpysymisen varmuuden yhdistetysti sekä liukumisen että rullaamisen suhteen, sillä kuten aikaisemmin esitettiin, koostuu paikallaanpitävä jarruvoima F_{im} ajoneuvon adheesioriippuvaisten jarrutyypin kiskoon välittyvien voimien sekä adheesiosta riippumattoman kiskojarren tuottaman jarruvoiman summasta. Näin ollen adheesioriippuvaisten jarrutyypin tuottama jarruvoima on aina korkeintaan sallitun adheesiovaatimuksen mukaan määritetyn liukumisrajan tasolla. Jos akselille tuotettu jarruttava voima on adheesiorajoitetta suurempi, liukuu kyseinen pyöräkerta lukkiutuneena tilanteessa, jossa kiskoon välittyvien vaunun paikallaanpitovoimien summa on pienempi kuin pituuskaltevuuden aiheuttama vaunun pituusakselin suuntainen kiihdyttävä voima. Niillä akseleilla, joilla adheesioriippuvainen jarruvoima kykenee välittämään kokonaisuudessaan kiskoon ei tuotettu jarruvoima puolestaan riitä estämään akselin pyörimistä vastaavassa tilanteessa.

Toinen paikallaanpitotilanteissa laskettava suorituskyvyn vertailuarvo on maksimipituuskaltevuus i_{max} . Tällä tarkoitetaan sitä kriittistä pituuskaltevuutta, jossa ajoneuvo pysyy vielä paikallaan kyseiselle tilanteelle määritetyssä kokoonpanossa. Standardissa EN 14531-1 on johdettu pituuskaltevalle rataosuudelle pysäytetyn ajoneuvon voimayhtälöstä maksimipituuskaltevuudelle yhtälö

$$i_{max} = \frac{1}{\sqrt{\frac{(m_{st} + m_{st,tow}) * g^2}{F_{im} + F_{Ra} - F_{wind}} - 1}}, \quad (138)$$

missä i_{max} on maksimipituuskaltevuus, missä ajoneuvo pysyy paikallaan.

Maksimipituuskaltevuus voidaan määrittää myös edellä määritellyn yhdistetyn paikallaanpysymisen varmuuskertoimen S_{im} avulla siten, että

$$i_{max} = i * S_{im}, \quad (139)$$

missä i on pituuskaltevuus tarkasteltavassa pysähtymistilanteessa.

Suorituskykyarvojen ja määritetyn pituuskaltevuuden lisäksi käyttäjälle esitetään laskentatuloksissa jarrujärjestelmän tuottama kiskoihin välittyvä paikallaanpitävä voima sekä käytössä olevien käyttöjarrulla jarruttavien akselien määrä. Järjestelmän toiminnan tarkempaa tarkastelua varten on erilliseen Telikohtaiset tulokset -taulukkoon lisätty esitettäväksi telikohtainen jarrujärjestelmän tuottava jarruvoima, tämän voiman välittämiseen tarvittava adheesiovaatimus sekä lopullinen kiskoon välittyvä voima.

6.6 Lyhyt käyttöohje laskentataulukon käyttöön

Luodun laskentataulukon täyttö tapahtuu tiedoston sisäisissä taulukoissa vasemmalta oikealle siirtyen. Käyttäjältä tietoja vaativia soluja on laskentataulukoista neljässä ensimmäisessä. Taulukoista ensimmäiseen eli ”Vaunun tiedot” -taulukkoon (liite 1, sivu 1) syötetään projektikohtaiset tiedot, tiedot vaunun kokoonpanosta sekä arvot laskennassa käytettäville liikevastuskertoimille.

Projektikohtaisista tiedoista syötetään omiin kenttiinsä tarkasteltavan vaunun tyyppi, laskennan revisio, taulukon täyttäjä sekä täyttöpäivämäärä. Käytettäessä ”Laskentatulokset”-taulukkoon sijoitettua tulostuspainiketta laskentaraportin tallentamiseen määräytyy tallennetun pdf-tiedoston nimi syötettyjen projektitietojen mukaan siten, että tiedoston nimi on muotoa ”Vaunutyyppi”_”Revisio”_”Päivämäärä”.pdf. Vaunukokoonpanosta syötettäviä tietoja ovat telikohtaiset massat kolmessa eri kuormitustilassa, akselien hitausmomentit sekä akselikohtaiset kiskopyörän halkaisijat. Vaunun jarrulaitteiden sijoittelu syötetään jarrutyypin mukaan joko akseli- tai telikohtaisesti. Levyjarrutyyppi voidaan valita telikohtaisesti kahdesta ”Jarrujärjestelmän tiedot” -taulukossa myöhemmin määriteltävästä. Liikevastuskertoimien suuruudet määritellään siten, että kertoimille A ja B on mahdollista syöttää arvoksi vaunun massan funktiona muuttuva ominaiskuvaaja kahden kuvaajan pisteen avulla. Tällöin kyseisten kertoimien arvot lasketaan jarrutustilanteessa käytettävän kuormitustilanteen mukaan. Liikevastuskertoimelle C syötetään vakioarvo, samoin paikallaanpitojarrutilanteessa tarvittaessa käytettävälle staattiselle liikevastukselle D.

Taulukkoon ”Jarrujärjestelmän tiedot” (liite 1, sivut 2–3) syötetään jarrutyypikohtaisen jarrutusvoiman määrittävät ominaisarvot. Levyjarrulle ominaisarvot voidaan syöttää kahdelle eri tyyppille ”Vaunun tiedot” -välilehdellä suoritettua telikohtaista jarrutyypin

valintaa varten. Levyjarrun ominaistiedoissa tulee huomioida, että mikäli kyseessä on jousitoiminen levyjarru, tulee sylinterin sisäiselle jousivoimalle $F_{s,C}$ syöttää käyttöjousen tuottama voima positiivisena. Jos jarrusylinterissä on jarruja vapauttavaa painetta tilanteessa, jossa jousitoimiset jarrut ovat täysin päällä tulee lisäksi sylinterin sisäinen välityssuhde i_C asettaa negatiiviseksi. Mikäli painetta ei tarvitse huomioida tulee vähintään sylinterin sisäinen välityssuhde i_C , jarrusylinterin männän työpinta-ala A_C tai jarrupaineensäätimen ominaiskuvaajan painearvot asettaa nolllaksi. Paineikäyttöisissä jarruissa sylinterin sisäinen välityssuhde i_C asetetaan positiiviseksi ja sylinterin sisäinen jousivoima $F_{s,C}$ negatiiviseksi sylinterin sisäisen palautinjousen tuottaman voiman suuruiseksi. Jarrutyypikohtainen jarruvoiman aikariippuvaisen kertoimen kehitys jarrun aktivoinnin alussa määritetään lineaarisesti siten, että kertoimen arvo kasvaa nolllasta yhteen käyttäjän määrittämien aikapisteiden 2 ja 3 välillä. Paikallaanpitojarrun suorituskykytarkastelua varten määritettävä kiskopyörän ja kiskon välinen adheesiovaatimuksen maksimi määritetään pysäköintijarrun ominaisuuksissa.

”Jarrumatriisi”-taulukossa sijaitsevaan ylempään taulukkoon (liite 1, sivu 4) syötetään dynaamisille jarrutustilanteille jarrutustilannekohtaiset tiedot. Jarrutustilanteen kuvaus voidaan syöttää vapaasti tekstinä. Jarrutustyyppi, kuormitustila, kiskopyörien tila sekä jarrujentyyppien tilannekohtainen käyttö valitaan pudotusvalikoista. Jarrutuksen lähtönopeus syötetään yksikössä km/h ja tarvittaessa määriteltävä pituuskaltevuus prosentteina. Jarrutussuorituskyvyn vertailuarvoille voidaan asettaa tavoitearvot. Mikäli jotakin tavoitearvoa ei haluta huomioida voidaan kyseinen kenttä jättää tyhjäksi tai määrittää nolllaksi. Tällöin kyseistä arvoa ei huomioida tulosten käsittelyssä. Jarrutustilannekohtaisesti voidaan poistaa sähköjarru tai levyjarru käytöstä yksittäisiltä akseleilta, tämä tapahtuu painikkeesta ”Valitse akselit” aukeavan monivalintapudotusvalikon avulla. Pudotusvalikko tulee sulkea ”OK”-painikkeesta.

Dynaamisten jarrutustilanteiden taulukon alapuolella sijaitsevaan taulukkoon (liite 1, sivu 5) syötetään paikallaanpito- ja pysäköintijarrutustilanteiden tiedot. Jarrutustilanteen kuvaus voidaan syöttää vapaasti tekstimuodossa. Kuormitustila valitaan kolmesta ”Vaunun tiedot” -taulukossa määrittelystä, lisäksi tarvittaessa voidaan määrittää tilannekohtainen hinauskuorma joko vakiokuormitustiloista tai valitsemalla ”Määritetty massa”, jolloin hinauskuormaksi määritetään taulukon ”Hinausmassa”-sarakeeseen kilogrammoina syötetty massa. Kiskopyörien tila ja jarrutyypin tilannekohtainen käyttö määritetään pudotusvalikoiden avulla. Tilannekohtainen pituuskaltevuus ja

mahdollinen tuulikuorma määritetään tapauskohtaisesti. Käytettävä staattinen liikevastus voidaan määritellä laskettavaksi joko ”Vaunun tiedot” -välilehdellä määritellyn liikevastusvakion A tai D avulla. Liikevastuksen laskennassa huomioidaan myös mahdollinen hinauskuorma. Näiden lisäksi on mahdollista poistaa paikallaanpitojarruna käytettävä levyjarru käytöstä yksittäisiltä akseleilta vastaavasti kuin dynaamisten jarrutusten tapauksissa. Käytöstä poisto vaikuttaa ainoastaan käyttöjarruna toimivaan levyjarruun eikä täten vaikuta mekaanisesti käytettävän levyjarrun suorituskykyyn.

”Laskentatulokset”-taulukko näyttää aikaisemmin määriteltyjen arvojen perusteella lasketut jarrutustilannekohtaiset laskentatulokset (liite 1, sivut 6–8). Tulokset esitetään kuormitustilannekohtaisesti, jolloin jokaiselle jarrutustilanteelle esitetään maksimissaan kolme riviä tuloksia. Jarrumatriisissa määriteltyjä tavoitearvoja heikommat vertailuarvojen tulokset korostetaan tulosrivillä keltaisella värillä. Mikäli tuloksissa esiintyy virheilmoituksia ja pysähtymismatkasarakkeen kohdalla on teksti ”Aikajakso!” on kyseiseen jarrutustilanteeseen määritetty tarkastelujakson pituus liian lyhyt. Tällaisessa tilanteessa voidaan tarkastelujakso määrittää pidemmäksi taulukon oikeassa reunassa sijaitsevassa sarakkeessa. Hyvän laskentatarkkuuden määrittämiseksi tarkastelujakson tulisi olla lähellä pysähtymiseen kulunutta aikaa. Hyvä nyrkkisääntö on asettaa tarkastelujaksoksi pysähtymisaika pyöristettynä seuraavaan täyteen sekuntiin. Suorituskyvyn vertailuarvojen lisäksi taulukossa esitetään sähköjarrun ja levyjarrun toimintaprosentti. Tällä luvulla tarkoitetaan laskennassa käytettyjen kyseisellä jarrutyypillä jarruvoimaa tuottavien akselien osuutta kaikista akseleista, joille kyseinen jarrutyyppi on määritetty. Toisin sanoen prosenttiluku ilmoittaa kuinka suuren osuuden kyseisen jarrutyypin käyttämisestä akseleista on jätetty disabloimatta käyttäjän toimesta. Laskentataulukon oikeassa reunassa on tarkastelujakson lisäksi määritykset sähkö- ja levyjarrujärjestelmien rajoituksille. Jarrutyyppikohtaisella rajoitusprosentilla voidaan rajoittaa kyseisellä jarrutyypillä tuotettu jarruttava voima käyttäjän määrittämään prosenttiosuuteen nimellisestä maksimiarvosta. Täydennyksen rajoitusprosentilla voidaan määrittää levyjarrulla tuotetun voiman maksimiarvo niillä akseleilla, joilla sähkö- ja levyjarru ovat käytössä yhtä aikaa. Täydennysrajoitus ei vaikuta sähköjarruvoiman heikkenemistä paikkaavaan levyjarrulla suoritettavaan paikkausjarrutukseen.

Taulukon alareunassa esitetään jarrumatriisissa määritellyistä paikallaanpito- ja pysäköintijarrutustilanteista saadut laskentatulokset (liite 1, sivu 9). Tuloksissa esitetään

määritetty kuormitustilanne sekä hinauskuorma, määritetty pituuskaltevuus, jarrujärjestelmän tuottama jarruttava kokonaisvoima, paikallaanpysymisen varmuuskerroin sekä maksimipituuskaltevuus, jossa vaunu pysyy paikallaan. Kokonaisvoimassa huomioidaan adheesiorajoitteisten jarrutyypin tuottamasta jarruvoimasta kiskoon välittyvä osuus. Tuloksissa korostetaan keltaisella, mikäli paikallaanpysymisen varmuuskerroin on suuruudeltaan alle 1 ja maksimipituuskaltevuuden arvo alittaa tavoitearvon. Viimeisessä sarakkeessa esitetään levyjarrun toimintaprosentti. Tämä tarkoittaa käyttäjällä jarrutettavista aksleista sitä osuutta, mitä käyttäjä ei ole erikseen disabloinut jarrumatriisissa kyseisen jarrutustilanteen kohdalta. Paikallaanpito- ja pysäköintijarrutulosten oikealla puolella sijaitsee tulostuspainike. Tulostuspainikkeen painaminen ajaa makron, joka ajaa taulukon uudelleenlaskennan, asettaa tulostusasetukset edellä käsitellyille taulukoille sekä lisäksi ”Telikohtaiset tulokset” -taulukolle sekä tulostaa pdf-tiedostomuotoisen laskentaraportin. Makro tulostaa kaikki näkyvissä olevat taulukot, joten ylimääräiset taulukot tulee piilottaa ennen tulostamista. Raportti tulostuu pdf-tiedostona samaan kansioon, jossa laskentatyökalu sijaitsee. Tiedosto nimetään ”Vaunun tiedot” -taulukossa määriteltyjen projektikohtaisten tietojen perusteella. Mikäli kansiossa on jo valmiiksi samanniminen tiedosto, pyritään uusi tiedosto kirjoittamaan vanhan päälle. Tämän takia on oleellista, että tulostetut laskentaraportit arkistoidaan erilliseen kansioon. Liitteessä 1 on esitettyä esimerkkilaskennasta tulostettu raportti.

Käyttäjän kannalta viimeinen oleellinen taulukko on ”Telikohtaiset tulokset”. Taulukossa esitetään jarrutusvoimakuvaukset jokaiselle jarrutyypille jokaisessa pysähtymistilanteessa (liite 1, sivut 10–17). Lisäksi taulukossa on taulukoituna telikohtaisen levyjarru-, sähköjarru- ja kiskojaruvoiman sekä adheesiovaatimuksen maksimit jokaisesta jarrutustilanteesta. Paikallaanpito- ja pysäköintijarrutilanteista on taulukoituna telikohtaisesti jarruvoimat ja adheesiovaatimukset sekä adheesioriippuvaisista jarruvoimista kiskoon välittyvä osuus (liite 1, sivu 18).

7 YHTEENVETO

Ihmisten ja tavaroiden liikkuvuuden vapautuminen nykyisessä globalisoituneessa maailmassa on lisännyt kuljetusteknologian kehitykseen panostettavia resursseja. Merellä, ilmassa ja maanteilla liikkuvan kuljetuskaluston kehitys on puolestaan lisännyt painetta vahvasti perinteiseen tekniikkaan nojaavan rautatieliikenteen kehitykseen. Euroopan unionin alueella on pyritty siirtymään lukuisista kansallisista rautatiestandeista yhteisten EN-standardien käyttöön kaluston yhtenäistämiseksi. Samanaikaisesti vanhoista kansallisista liikenteenohjausjärjestelmistä siirrytään asetettujen siirtymäaikojen puitteissa käyttämään kehitettyä ETCS-järjestelmää koko Euroopan laajuisesti. Uuden, hetkelliseen kiihtyvyyteen perustuvan järjestelmän tehokasta hyödyntämistä varten on myös kiskokaluston jarrutussuorituskyvyn määrittämistä koskevia standardeja päivitetty. Standardien kehittämiseen on pakottanut myös teknologian kehitys, sillä modernien sähkömoottorivetoisten ja esimerkiksi pyörrevirtakiskojarrulla varustettujen ajoneuvojen jarrutussuorituskyvyn määrittäminen vanhoilla keskimääräisiin jarruvoimiin perustuvilla laskentamenetelmillä perustuu approksimaatioihin.

Diplomityössä oli tavoitteena luoda laskentatyökalu, jolla pyritään määrittämään kiskoilla liikkuvan ajoneuvon jarrutussuorituskyky uusimpien EN-standardien 14531-1 ja 14531-2 perusteella. Laskentatyökalun suunniteltuna käyttökohteena ovat tilaajayrityksen Skoda Transtech Oy:n ajoneuvoportfolioon kuuluvat raitiovaunut ja junavaunut. Työn toisena tavoitteena oli tehdä kirjallinen katsaus kiskokalustossa käytettäviin jarrutyyppeihin ja niiden tuottaman jarruvoiman määrittämiseen. Laskentatyökalu ja kirjallinen osuus tarjoavat näin yhdessä kattavan perusmateriaalin jarrutuslaskentaa suorittavalle henkilölle.

Kirjallisessa katsauksessa käsiteltyjä jarrutyyppejä ei rajattu tilaajayrityksen valmistamissa ajoneuvoissa käytettäviin vaan mukaan otettiin myös vanhentuneita sekä kirjoittajan mielestä tulevaisuudessa yleistäviä jarrutyyppejä. Tönkkäjarrujen toimintaperiaatteen ymmärrys tulee olemaan oleellista rautatiekaluston parissa toimittaessa vielä pitkään, sillä nykyisin käytössä olevat tavaravaunut tulevat liikkumaan rautateillämme useita vuosikymmeniä. Toisaalta uusia ajoneuvoja konseptoidessa täytyy olla tietoinen uusimpien jarrutyyppeiden, kuten kestopagneeteilla toteutetun pyörrevirtakiskojarrun tarjoamista eduista. Kyseinen jarrutyyppi on varsinkin

junakäyttöä ajatellen erittäin mielenkiintoinen, sillä tuotettu jarruvoima on riippumaton adheesiosta eikä vaadi jatkuvaa energiansyöttöä. Käyttöjarrutyypiksi vakiintuneen levyjarrun osalta on oleellista perehtyä tarkemmin kitkamateriaalin ja jarrulevyn välisen kitkavoiman muodostumismekanismiin. Sähködynaamisen jarrun tuottaman jarruvoiman nopeudesta riippuvan kehityksen ymmärtämiseksi tulee olla peruslaatuinen tietämys sähkömoottoritekniikan perusteista. Nykyaikaisen kiskokaluston kanssa toimittaessa sähkömoottoritekniikan tietämys on lähes välttämätöntä, sillä varsinkin henkilöliikenteessä sähkömoottorit ovat vakiintuneet lähes pääasialliseksi ajovoimantuottomenetelmäksi.

Työssä kehitetty laskentatyökalu soveltuu nykyisessä muodossaan kuusitelisen kiskoilla kulkevan ajoneuvon pysähtymismatkalaskentaan. Työkalussa on Skoda Transtech Oy:n suunnittelemissa ajoneuvoissa käytettyjen jarrutyypin perusteella valittu mahdollisiksi jarrutypeiksi sähködynaaminen jarru, levyjarru ja magneettinen kiskojarru sekä paikallaanpito- ja pysäköintijarrutarkasteluja varten vielä lisänä mekaanisesti käytettävä levyjarru. Täydessä 64-bittiselle Excel-taulukkolaskentaohjelmalle tarkoitettu versiossa voidaan määrittää 30 dynaamista pysähtymistilannetta laskettavaksi, ja näistä jokaiselle voidaan määrittää edelleen yhdestä kolmeen erilaista kuormitustilannetta. Paikallaanpito- ja pysäköintijarrutilanteita voidaan määrittää laskettaviksi maksimissaan kymmenen kappaletta. Dynaamisista jarrutustilanteista laskentatyökalu määrittää EN 14531 -standardien mukaisten jarrutussuorituskyvyn vertailulukujen lisäksi junakalustossa tyypillisesti käytettävät jarrupainosuhteet sekä jarrupainot. Lisäksi tuloksista määritetään Saksassa käytössä oleva jarrutussuhteen vertailuarvo jarrutuksessa käytetyille kitkajarruille.

Kehitetyllä laskentatyökalulla on diplomityön suorittamisen yhteydessä suoritettu joitakin vertailulaskentoja, joissa saatuja laskentatuloksia on verrattu vanhantyyppisillä, keskimääräisiin jarruvoimiin perustuvilla laskentamenetelmillä saatuihin tuloksiin. Lisäksi tuloksia on verrattu jarrulaitetoimittajan laskemiin EN 14531-2 mukaisiin laskentatuloksiin. Vertailulaskentojen yhteydessä laskentatyökalusta pyrittiin löytämään laskentatyökaluun mahdollisesti jääneitä virheitä. Virheiden korjaamisen jälkeen voidaan todeta, että raitiovaunukaluston jarrusuorituskykyä laskettaessa työkalu suoriutuu annetuista tilanteista vähintäänkin vertailussa käytettyjen ulkopuolella teetettyjen arviointien veroisesti. Kehitettylle laskentatyökalulle on ominaista, että se on optimoitu erityisesti kalustovalmistajan käyttöön mahdollistaen suunnitteluparametrien helpon

säättämisen. Laskentataulukon käyttö on kuitenkin toistaiseksi rajoittunut ainoastaan muutamiin laskelmiin, joten työkalu on edelleen käyttöönottovaiheessa. Esimerkiksi junanvaunun jarrutussuorituskyvyn vertailulaskentaa ei ole vielä suoritettu. Todellinen koe laskentataulukon käyttökelpoisuudelle tulee vastaan, kun ajoneuvon käyttöönottovaiheessa suoritettavissa jarrutuskokeissa saatujen tulosten perusteella suoritetaan revisioitu laskenta koetuloksiin perustuen.

LÄHDELUETTELO

Baggen, M. C. J., 2004. Feasibility study of BST for truck application. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven.

Bao, J., Yin, Y., Zhu, Z., Tong, M., Lu, Y. & Peng, Y., 2013. Wear Modalities and Mechanisms of the Mining Non-asbestos Composite Brake Material. *Applied Composite Materials*, 20(4), s. 331–339.

Bao, J., Zhu, Z., Tong, M., Yin, Y. and Peng, Y., 2012. Influence of braking pressure on tribological performance of non-Asbestos brake shoe for mine hoister during emergency braking. *Industrial Lubrication and Tribology*, 64, s. 230–236.

Chen, J., Xiong, X., Yao, P. & Peng, J., 2004. Effect of rubbed surface temperature on frictional behaviour of iron based P/M friction materials. *Fenmo Yejin Jishu/Powder Metallurgy Technology*, 22(4), s. 223–227.

Chen, M., Guo, X., Tan, G., Pei, X. & Zhang, W., 2016. Effects of blade lean angle on a hydraulic retarder. *Advances in mechanical engineering*, 8(5).

Cruceanu, C., 2012. Train braking. *Reliability and Safety in Railway*. InTech.

Deng, H., Li, K., Li, H., Wang, P., Xie, J. & Zhang, L., 2010. Effect of brake pressure and brake speed on the tribological properties of carbon/carbon composites with different pyrocarbon textures. *Wear*, 270(1–2), s. 95–103.

Duzgun, M., 2012. Investigation of thermo-structural behaviors of different ventilation applications on brake discs. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(1), s. 235–240.

European Union Agency for Railways, 2020. Introduction to ETCS Braking Curves. ERTMS Unit. Saatavissa:

https://www.era.europa.eu/sites/default/files/activities/docs/introduction_to_etcs_braking_curves_en.pdf

Fishbane, P. M., Gasiorowicz, S. G. & Thornton, S. T., 2005. *Physics for Scientists and Engineers with Modern Physics*. Upper Saddle River, N.J.: Pearson Prentice Hall.

Günay, M., Korkmaz, M. E. & Özmen, R., 2020. An investigation on braking systems used in railway vehicles. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 23(2), s. 421–431.

Han, X.-M., Gao, F., Song, B.-Y. & Fu, R., 2009. Effect of friction speed on friction and wear performance of Cu-matrix friction materials. *Mocaxue Xuebao/Tribology*, 29(1), s. 89–96.

Hasegawa, I. & Uchida, S., 1999. Braking systems. *Japan Railway and Transport Review* 20. EJRCF.

Hughes, A. & Drury, B., 2013. *Electric motors and drives: fundamentals, types and applications*. 4th ed. Edited by A. Hughes and B. Drury. Amsterdam: Elsevier.

Kitanov, S. & Podol'skii, A., 2008. Analysis of Eddy-Current and Magnetic Rail Brakes for High-Speed Trains. *The open transportation journal*, 2(1), s. 19–28.

Korpinen, L., Dahlström, J., Havunen, I., Isokorpi, J., Keikko, T., Mikkola, M., Rautee, J., Vanhanen, J., Lehtelä, R., Luoma, L., Virolainen, L., Tuusa, H., Kärnä, J. & Nurmi, T., 1998. Sähkövoimatekniikkaopus. Saatavissa: <http://leenakorpinen.com/fi/julkaisut/opetusaineistoja/>.

Lawal, S. S., Bala, K. C. & Alegbede, A. T., 2017. Development and production of brake pad from sawdust composite. *Leonardo Journal of Sciences*, 16(30), s. 47–56.

Lei, Y., Song, P., Zheng, H., Fu, Y., Li, X. & Song, B., 2017. Application of fuzzy logic in constant speed control of hydraulic retarder. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(2).

Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö, J., 2015. Tekniikan kaavasto: matematiikan, fysiikan, kemian ja lujuusopin peruskaavoja sekä SI-järjestelmä. 14. p. Tampere: Tammertekniikka.

Mäntylä, V., 2017. Kaukoliikenteen henkilöjunien jarrutuskykyvaatimusten tarkastaminen; Inspecting the requirements for the braking ability of long distance passenger trains. Aalto-yliopisto. Saatavissa: <http://urn.fi/URN:NBN:fi:aalto-201709046917>.

Nordmark, T., 2017. Use of electro-dynamic braking on locomotives and its effect on rolling contact fatigue. in *Proceedings Of The 11th International Heavy Haul Association Conference (Ihha 2017)*, Cape Town, South Africa, 2–6 September 2017, s. 1133–1137.

Pouillet, P., 1974. Expérimentation par la SNCF, d'un frein électromagnétique à courants Foucault. *R.G.C.F.*, 93(3).

Preiß, A., 2012. Tread Brake Systems in Metro Vehicles. Graz University of Technology.

SFS-EN 14067-4:2014 + A1:2018, 2018. Railway applications. Aerodynamics. Part 4: Requirements and test procedures for aerodynamics on open track. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS. 50+5 s.

SFS-EN 14531-1:2015 + A1:2018, 2018. Railway applications. Methods for calculation of stopping and slowing distances and immobilization braking. Part 1: General algorithms utilizing mean value calculation for train sets or single vehicles. 3. painos. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS. 76+23 s.

SFS-EN 14531-2:2015, 2016. Railway applications. Methods for calculation of stopping and slowing distances and immobilization braking. Part 2: Step by step calculations for train sets or single vehicles. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS. 29+13 s.

Song, Z., Li, H. & Xu, M., 2020. Experimental Study on Braking Performance of an AT Integrated Hydraulic Retarder of HPT Series. *Journal of Physics: Conference Series*, 1626(012102).

Soogawa, H., Sato, Y. & Tomizawa, M., 1971. Running Tests of Eddy Current Rail Brake Set to a New Test Electric Car. *Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports*, 12(3), s. 138–141.

Soogawa, H., Saito, T. & Shimizu, K., 1970. Experimental Results for Temperature Rise of the Rail when Applying Eddy Current Rail Brake. *Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports*, 11(1), s. 40–41.

Spångberg, N. & Lindblad, K., 2010. Friktionsbeteende i tågbrömsar under inverkan av snö TT - Friction behavior in train brakes under the influence of snow. MMKB 2010:26 MKNB 034. Kungliga Tekniska Högskolan. Saatavissa: <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:kth:diva-171995>.

UIC Code 540, 2006. Brakes – Air brakes for freight and passenger trains. 5. painos. Pariisi, Ranska: International Union of Railways UIC. 23+15 s.

UIC Code 541-06, 1992. Brakes – Regulations concerning the construction of the various brake components – Magnetic brakes. 1. painos. Pariisi, Ranska: International Union of Railways UIC. 30+17 s.

UIC Code 541-3, 2006. Brakes – Disc brakes and their application – General conditions for the approval of disc brakes. 6. painos. Pariisi, Ranska: International Union of Railways UIC. 61+50 s.

UIC Code 544-1, 2004. Brakes – Braking power. 4. painos. Pariisi, Ranska: International Union of Railways UIC. 110+75 s.

Vacuum Brakes, 2019. [www.railway-technical.com](http://www.railway-technical.com/trains/rolling-stock-index-1/train-equipment/brakes/vacuum-brakes.html). Saatavissa: <http://www.railway-technical.com/trains/rolling-stock-index-1/train-equipment/brakes/vacuum-brakes.html> [viitattu 2.7.2020].

Vakkalagadda, M. R. K., Srivastava, D. K., Mishra, A. & Racherla, V., 2015. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Wear*, 328–329, s. 64–76.

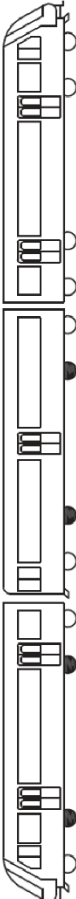
Wang, L., Li, Z., Guo, X. & Jin, J., 2008. Research of the friction and wear properties of Cu-based PM brake pads for high speed train. *Locomotive & Rolling Stock Technology*, (6), s. 27–28.

Werninck, E. H., 1978. *Electric motor handbook*. London: McGraw-Hill.

Xiao, X., Yin, Y., Bao, J., Lu, L. & Feng, X., 2016. Review on the friction and wear of brake materials. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(5).

Öztürk, B., Arslan, F. & Öztürk, S., 2013. Effects of Different Kinds of Fibers on Mechanical and Tribological Properties of Brake Friction Materials. *Tribology Transactions*, 56(4), s. 536–545.

Vaunutyyppi:	Testiraportti
Revisio:	V01
Täyttäjä:	A. Holsä
Päivämäärä:	28.1.2021



	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6	m _{st,tot.}	m _{dyn,tot.}
Staatinn massa, load condition 1 [kg]	15750	12130	13094	15423			56397	61594
Staatinn massa, load condition 2 [kg]	18180	16026	16990	17849			69045	74242
Staatinn massa, load condition 3 [kg]	19394	17972	18938	19065			75369	80566
Magneettisten kiskojarujen määrä	2	2	2	2				
Levyjarrutyyppi	Levyjarrutyyppi 1	Levyjarrutyyppi 1	Levyjarrutyyppi 1	Levyjarrutyyppi 1	Levyjarrutyyppi 1	Levyjarrutyyppi 1		

	Akseli 1	Akseli 2	Akseli 3	Akseli 4	Akseli 5	Akseli 6	Akseli 7	Akseli 8	Akseli 9	Akseli 10	Akseli 11	Akseli 12
Akselin hitausmomentti [kgm2]	76	76	74,8	74,8	74,8	74,8	74,8	74,8				
Pyörän halkaisija, uusi [mm]	680	680	680	680	680	680	680	680				
Pyörän halkaisija, kulumisrajalla [mm]	600	600	600	600	600	600	600	600				
Sähkömoottorien määrä	1	1	1	1	1	1	1	1				
Jarrusylinterien määrä	1	1	1	1	1	1	1	1				
Jarrulevyjen määrä	1	1	1	1	1	1	1	1				
Mekaanisesti käytettävien jarrulevyjen määrä	0	0	0	0	0	0	0	0				

Liikevastuskertoimet				Liikevastuskerron B, lineaarisoitu [(N*h)/km]				Liikevastuskerron C [(N*h ²)/km ²]			
Liikevastuskerron A, lineaarisoitu [N]		Arvo		Arvo		Arvo		Arvo		Arvo	
Piste 1	1000	30	Piste 1	74000	0						
Piste 2	2000	60	Piste 2	54000	0						

Levyjarrun ominaisuudet, levyjarrutyyppi 1				
Jarrusylinterin männän työpinta-ala [cm ²]	A_c			0
Sylinterin sisäinen hyötysuhde	η_c			1
Sylinterin sisäinen välityssuhde (neg. jos jousitoiminen)	i_c			-1
Sylinterin sisäinen jousivoima (neg. jos palauttava) [N]	$F_{s,c}$			33000
Sylinterin ja palojen välinen hyötysuhde	η_{ria}			0.92
Sylinterin ja palojen välinen vipusuhde	i_{ria}			1
Jarruakselin ja pyöräkerran välinen hyötysuhde	η_{tra}			1
Jarruakselin ja pyöräkerran välinen välityssuhde	i_{tra}			1
Jarrupalan liukuktkerroin	μ			0.35
Jarrupalan lepokitkakerroin	μ_{st}			0.35
Tehollisen kitkapinnan keskisäde [mm]	r_s			173

Levyjarrun ominaisuudet, levyjarrutyyppi 2				
Jarrusylinterin männän työpinta-ala [cm ²]	A_c			0
Sylinterin sisäinen hyötysuhde	η_c			1
Sylinterin sisäinen välityssuhde (neg. jos jousitoiminen)	i_c			-1
Sylinterin sisäinen jousivoima (neg. jos palauttava) [N]	$F_{s,c}$			30000
Sylinterin ja palojen välinen hyötysuhde	η_{ria}			0.97
Sylinterin ja palojen välinen vipusuhde	i_{ria}			1
Jarruakselin ja pyöräkerran välinen hyötysuhde	η_{tra}			1
Jarruakselin ja pyöräkerran välinen välityssuhde	i_{tra}			1
Jarrupalan liukuktkakerroin	μ			0.35
Jarrupalan lepokitkakerroin	μ_{st}			0.37
Tehollisen kitkapinnan keskisäde [mm]	r_s			167

Jarrupaineensäätimen ominaiskuvaaja, lineaarinen (4 toimintapistettä)		
Piste	Telimassa [kg]	Paine [bar]
Piste 1	24000	2.8
Piste 2	24500	2.8
Piste 3	36000	3.9
Piste 4	38000	3.9

Jarrupaineensäätimen ominaiskuvaaja, lineaarinen (4 toimintapistettä)		
Piste	Telimassa [kg]	Paine [bar]
Piste 1	24000	2.8
Piste 2	24500	2.8
Piste 3	36000	3.9
Piste 4	38000	3.9

Jarruvoiman lineaarisoitu kehitys jarrutuksen alussa, hätäjarrutus		
Piste	Aika [s]	kerroin
Piste 1	0	0
Piste 2	0.375	0
Piste 3	0.625	1
Piste 4	4	1

Pysäköintijarrun ominaisuudet		
Mekaanisten käyttölaitteiden määrä		1
Kampivoima [N]	$F_{ca,H}$	500
Ruuvivälityksen välityssuhde	i_g	78
Ruuvivälityksen hyötysuhde	η_g	1
Vaijerivälityksen hyötysuhde	η_{cbl}	0.2
Jarruvoimaan vaikuttavien jousivoimien summa per levy	$F_{s,c}$	-450
Vaijerin ja jarrupalojen välinen välityssuhde per satula	$i_{rig,c}$	12,684
Vaijerin ja jarrupalojen välisen vivuston hyötysuhde	η_{rig}	1
Maksimiadheesiokerroin kiskon ja pyörän välillä		0.15

Jarruvoiman lineaarisoitu kehitys jarrutuksen alussa, käyttöjarrutus		
Piste	Aika [s]	kerroin
Piste 1	0	0
Piste 2	0.375	0
Piste 3	0.625	1
Piste 4	7	1

Sähködynaamisen jarrun ominaisuudet			
Jarrutavan kokonaismomentin maksimi per moottori [Nm]	$M_{\text{brd,max}}$		1100
Välityssuhde moottorin ja pyöräkerran välillä	i_{tra}		7,122
Hyötysuhde moottorin ja pyöräkerran välillä	η_{tra}		0,98
Nopeus, jonka yläpuolella jännite rajoitettu [km/h]	v_1		62,8
Nopeus, jonka yläpuolella jarrutusteho rajoitettu [km/h]	v_2		50
Nopeus, jonka alapuolella jarrutusvoima laskee	v_3		5
Nopeus, jonka alapuolella jarrutusvoima on nolla [km/h]	v_4		0

Jarruvoiman linearisoitu kehitys jarrutuksen alussa, hätäjarrutus		
	Aika [s]	Kerroin
Piste 1	0	0
Piste 2	0,175	0
Piste 3	0,425	1
Piste 4	4	1

Jarruvoiman linearisoitu kehitys jarrutuksen alussa, käyttöjarrutus		
	Aika [s]	Kerroin
Piste 1	0	0
Piste 2	0,25	0
Piste 3	1,74	1
Piste 4	4	1

Mg. kiskojarun ominaisuudet			
Magneettinen vetovoima per magneetti [N]	F_{AMG}		60000
Magneettisen kiskojarun tyypin ominaiskerroin	k_1		0,099
Magneettisen kiskojarun tyypin ominaiskerroin	k_0		5
Kiskojarun kytketymisalueen alarajanopeus [km/h]	v_1		45
Kiskojarun toiminta-alueen alarajanopeus [km/h]	v_2		0
Kiskojarun lepokittakerroin	$\mu_{\text{st,mg}}$		0,37

Jarruvoiman linearisoitu kehitys jarrutuksen alussa, hätäjarrutus		
	Aika [s]	Kerroin
Piste 1	0	0
Piste 2	0,263	0
Piste 3	0,637	1
Piste 4	5	1

Jarruvoiman linearisoitu kehitys jarrutuksen alussa, käyttöjarrutus		
	Aika [s]	Kerroin
Piste 1	0	0
Piste 2	0,263	0
Piste 3	0,637	1
Piste 4	5	1

	Jarrutustilan kuvaus	Jarrutusrypyppi	Kuormitustila	Kiskopyörän tila	f [%]	v ₀	a _{max}	a _{avgmin}	a _{enlin}	S _{max}	T _{reg,max}	Sähködynaaminen jarru	Levyjarru	Mg. kiskojaru
1	Max. service brake	Käyttöjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	80	0 0 0	1,25 1,25 1,25	1,41 1,41 1,41	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Käytössä	Ei käytössä	Ei käytössä
2	Max. service brake	Käyttöjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	70	0 0 0	1,25 1,25 1,25	1,44 1,44 1,44	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Käytössä	Ei käytössä	Ei käytössä
3	Max. service brake	Käyttöjarrutus	LC1 -	Uusi	0	30	0 0	1,03 0	1,37 0	0 0	0,34 0	Käytössä	Ei käytössä	Ei käytössä
4	Emergency brake 1 + 2	Käyttöjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	80	0 0 0	1,35 1,35 1,35	1,55 1,55 1,55	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Käytössä	Ei käytössä	Ei käytössä
5	Emergency brake 1 + 2	Käyttöjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	70	0 0 0	1,35 1,35 1,35	1,57 1,57 1,57	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Käytössä	Ei käytössä	Ei käytössä
6	Emergency brake 1 + 2	Käyttöjarrutus	LC1 -	Uusi	0	30	0 0	1,03 0	1,37 0	0 0	0,34 0	Käytössä	Ei käytössä	Ei käytössä
7	Emergency brake 3	Hätäjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	70	0 0 0	2,78 2,78 2,78	3,05 3,05 3,05	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Käytössä	Käytössä	Käytössä
8	Emergency brake 3	Hätäjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	70	0 0 0	2,78 2,78 2,78	3,05 3,05 3,05	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Käytössä	Käytössä	Käytössä
9	Emergency brake 3	Hätäjarrutus	LC1 -	Uusi	0	30	0 0	2,11 0	2,5 0	0 0	0,34 0	Käytössä	Käytössä	Käytössä
10	Security brake	Hätäjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	80	0 0 0	1,34 1,13 1,04	1,43 1,19 1,1	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä
11	Security brake	Hätäjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	6	80	0 0 0	0,79 0,57 0,48	0,82 0,59 0,51	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä
12	Track brake	Hätäjarrutus	LC1 -	Uusi	0	70	0 0	0,79 0	0,84 0	0 0	0,34 0	Ei käytössä	Käytössä	Käytössä
13	MSB substitute brake	Käyttöjarrutus	LC1 -	Uusi	0	80	0 0	1,3 0	1,43 0	0 0	0,34 0	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä
14	MSB substitute brake	Käyttöjarrutus	LC1 LC2 LC3	Uusi	0	70	0 0 0	0,98 0,83 0,77	1,08 0,91 0,83	0 0 0	0,34 0,34 0,34	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä
15	MSB substitute brake	Käyttöjarrutus	LC1 -	Uusi	0	30	0 0	0,65 0	0,73 0	0 0	0,34 0	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä

Paikallaanpito- ja pysäköintijarru											
	Jarrutustilan kuvaus	Kuormitustila	Hinauskuorma	Kiskopöyriä tila	\pm [%]	Tuulikuorma [N]	Staat. liikevastus	Mek. levyjarru	Levyjarru	Kiskojarru	Hinausmassa
1.1	G.1.1.1.	LC1	-	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	
1.2	G.1.1.2.	LC1	-	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	
1.3	G.1.1.3.	LC3	-	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	
1.4	G.1.1.4.	LC3	-	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	
1.5	G.1.1.5.	LC1	-	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	
2.1	G.1.2.1.	LC1	LC2	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	
2.2	G.1.2.2.	LC1	Määritetty massa	Uusi	5	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	95928
2.3	G.1.2.3.	LC1	Määritetty massa	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	95928
2.4	G.1.2.4.	LC1	Määritetty massa	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	80000
2.5	G.1.2.5.	LC1	Määritetty massa	Uusi	6	0	A	Ei käytössä	Käytössä	Ei käytössä	2000

Täyttäjä: A. Hölsä

Laskentatulokset

Jarrutuslaskenta
Testiraportti
V01

1 Max. service brake																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	80	1,432	1,261	1,402	195,8	0,166	9,7E-06	16,74	0,88	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	45	100	100 17
LC2	80	1,421	1,258	1,412	196,3	0,153	1,8E-05	16,71	0,97	100	Nopeus!	Ei laskettu	39,304	55	100	100 17
LC3	80	1,452	1,263	1,419	195,5	0,152	3,8E-05	16,54	0,97	100	Nopeus!	Ei laskettu	35,048	61	100	100 17
2 Max. service brake																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	70	1,432	1,258	1,425	150,2	0,226	1,4E-05	14,56	0,90	75	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	61	100	100 15
LC2	70	1,453	1,256	1,435	150,5	0,212	2,3E-05	14,51	0,97	75	Nopeus!	Ei laskettu	39,304	75	100	100 15
LC3	70	1,481	1,254	1,433	150,7	0,211	4,3E-05	14,45	0,97	75	Nopeus!	Ei laskettu	35,048	83	100	100 15
3 Max. service brake																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	30	1,432	1,035	1,311	33,5	0,294	1,2E-06	7,18	0,85	50	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	84	100	100 8
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0	100	100	100 15
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0	100	100	100 15
4 Emergency brake 1 + 2																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	80	1,554	1,372	1,554	179,9	0,181	1,3E-05	15,27	0,95	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	50	100	100 16
LC2	80	1,573	1,356	1,537	182,1	0,170	3,7E-05	15,34	0,97	100	Nopeus!	Ei laskettu	39,304	61	100	100 16
LC3	80	1,569	1,330	1,503	185,7	0,165	5,1E-05	15,57	0,97	100	Nopeus!	Ei laskettu	35,048	66	100	100 16
5 Emergency brake 1 + 2																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	70	1,608	1,384	1,603	136,6	0,255	1,7E-05	13,12	0,96	75	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	69	100	100 14
LC2	70	1,605	1,345	1,552	140,6	0,235	4,5E-05	13,41	0,97	75	Nopeus!	Ei laskettu	39,304	83	100	100 14
LC3	70	1,604	1,312	1,509	144,0	0,228	5,7E-05	13,65	0,97	75	Nopeus!	Ei laskettu	35,048	90	100	100 14
6 Emergency brake 1 + 2																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	30	1,432	1,079	1,402	32,2	0,315	2,0E-07	6,84	0,89	50	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	90	100	100 7
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0	100	100	100 17
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0	100	100	100 17
7 Emergency brake 3																
v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]	ED [%]	Levyjarru [%]	Täydennys [%] Jakso [s]
LC1	70	3,739	2,795	3,091	67,6	0,260	5,4E-05	6,39	0,33	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928	74	100	100 9
LC2	70	3,613	2,676	2,950	70,7	0,258	7,7E-05	6,63	0,34	100	Nopeus!	Ei laskettu	39,304	92	100	100 6
LC3	70	3,568	2,672	2,959	70,8	0,257	7,1E-05	6,68	0,35	100	Nopeus!	Ei laskettu	35,048	92	100	100 28
8																

Täyttäjä: A. Hölsä

Laskentatulokset

Jarrutuslaskenta
Testiraportti
V01

8 Emergency brake 3

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	70	3,72	2,732	3,041	69,2	0,295	6,2E-05	6,49	0,36	75	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928
LC2	70	3,593	2,664	2,974	71,0	0,304	6,3E-05	6,68	0,38	75	100	Nopeus!	Ei laskettu	39,304
LC3	70	3,547	2,659	2,978	71,1	0,307	5,7E-05	6,72	0,39	75	100	Nopeus!	Ei laskettu	35,048

9 Emergency brake 3

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	30	3,005	2,121	2,646	16,4	0,181	2,5E-05	3,46	0,39	50	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0

10 Security brake

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	80	1,432	1,347	1,432	183,3	0,166	6,0E-06	16,01	0,49	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928
LC2	80	1,193	1,134	1,193	217,8	0,128	2,1E-07	19,11	0,49	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	39,304
LC3	80	1,102	1,051	1,102	234,9	0,115	3,6E-06	20,65	0,49	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	35,048

11 Security brake

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	80	0,894	0,841	0,894	293,8	0,172	3,6E-05	25,65	0,79	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928
LC2	80	0,647	0,614	0,647	401,9	0,132	6,3E-07	35,26	0,91	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	39,304
LC3	80	0,552	0,527	0,552	468,9	0,119	8,5E-07	41,23	0,98	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	35,048

12 Track brake

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	70	1,585	0,808	0,838	233,9	0,000	6,5E-05	20,92	0,43	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	0
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0

13 MSB substitute brake

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	80	1,432	1,347	1,432	183,3	0,166	6,0E-06	16,01	0,49	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	51,928
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0

14 MSB substitute brake

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$T_{reg,max}$	Δs	t_b	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	70	1,081	1,025	1,081	184,4	0,170	6,2E-06	18,48	0,49	100	75	Nopeus!	Ei laskettu	51,928
LC2	70	0,902	0,863	0,902	219,0	0,130	6,3E-06	22,05	0,48	100	75	Nopeus!	Ei laskettu	39,304
LC3	70	0,833	0,800	0,833	236,2	0,117	1,5E-05	23,82	0,48	100	75	Nopeus!	Ei laskettu	35,048

Tulostettu: 28.1.2021

Täyttäjä: A. Hölsä

Laskentatulokset

Jarrutuslaskenta
Testiraportti
V01

15 MSB substitute brake

	v_0	a_{max}	a_{avg}	a_e	s	$t_{reg,max}$	Δs	t_D	t_e	ED toiminta-%	Levyj. toiminta-%	λ [%]	B [tn]	A_{max} [%]
LC1	30	0,730	0,673	0,730	51,6	0,161	3,8E-06	11,90	0,48	100	100	Nopeus!	Ei laskettu	48,105
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Nopeus!	Ei laskettu	0

ED [%]	Levyjaru [%]	Täydennys [%]	Jakso [s]
100	100	100	12
100	100	100	17
100	100	100	17

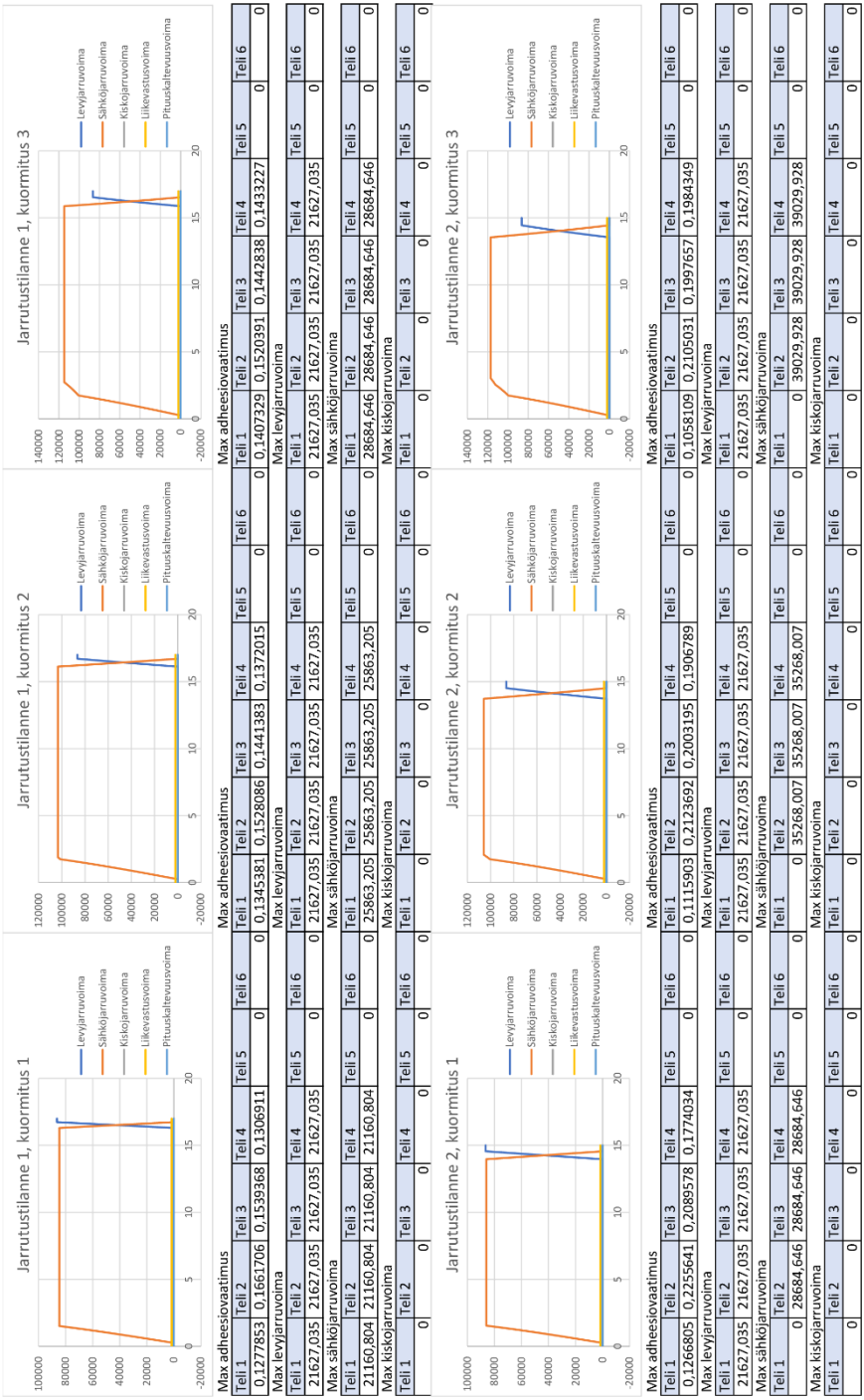
Täyttäjä: A. Hölsä

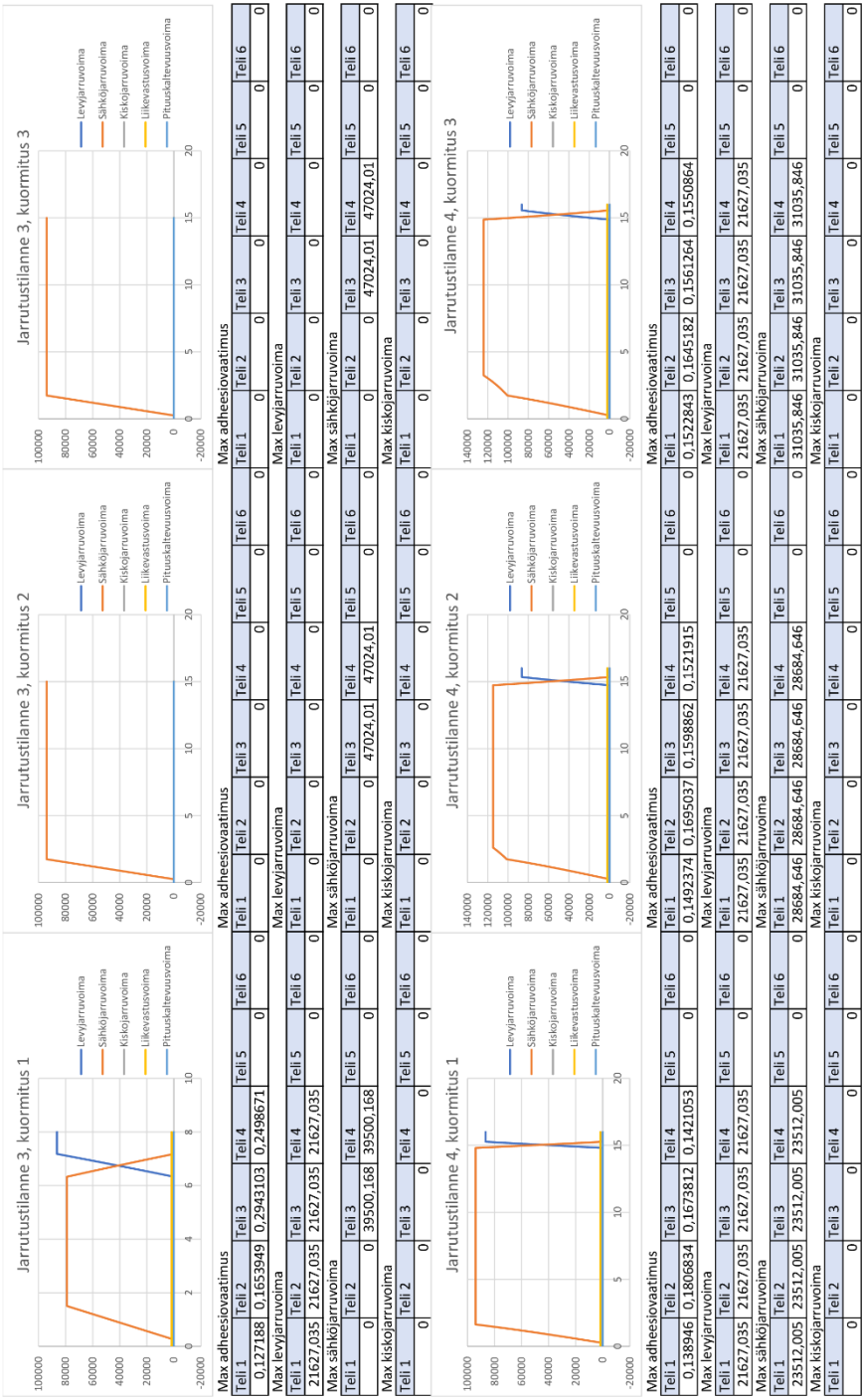
Laskentatulokset

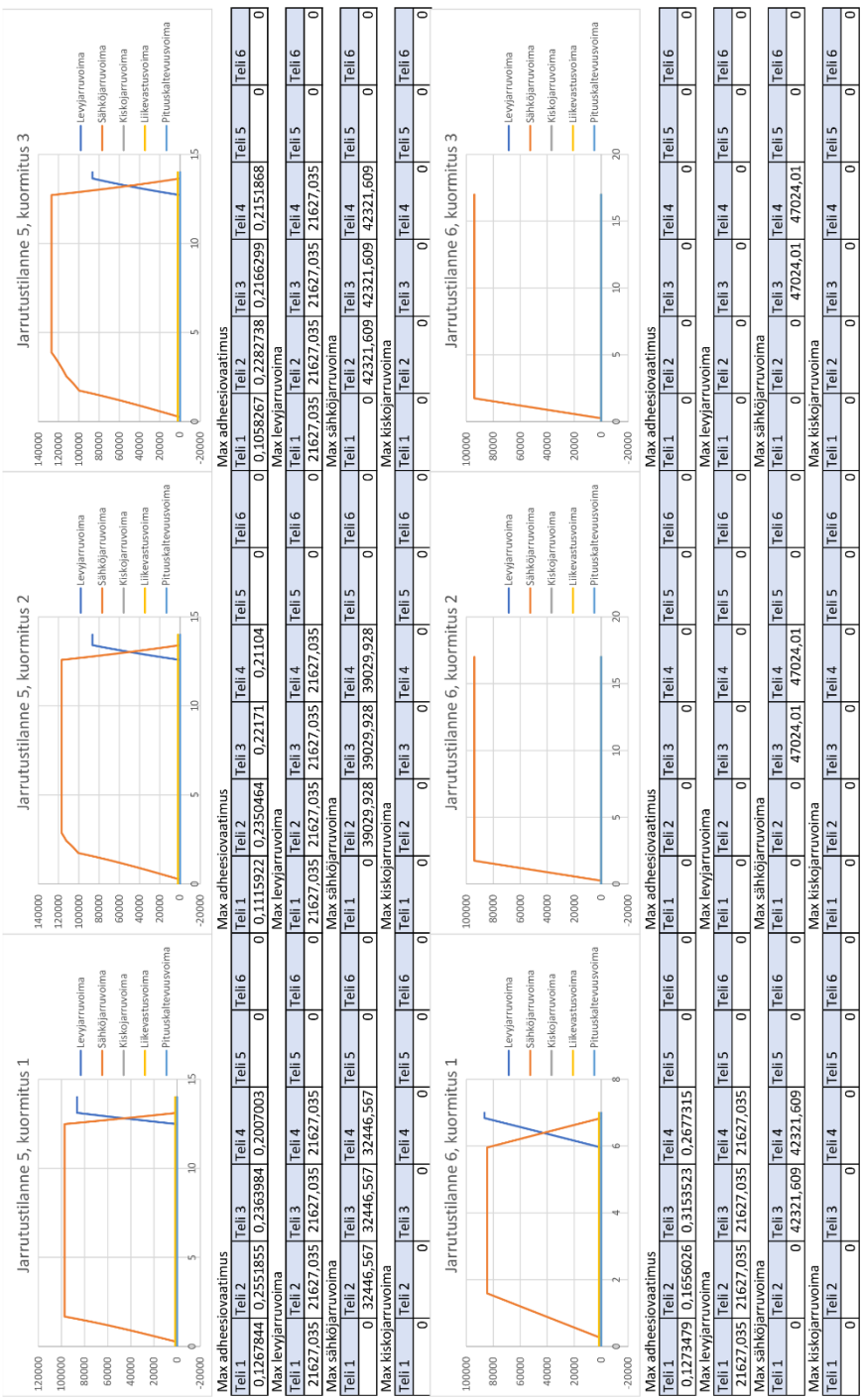
Jarrutuslaskenta
Testiraportti
V01

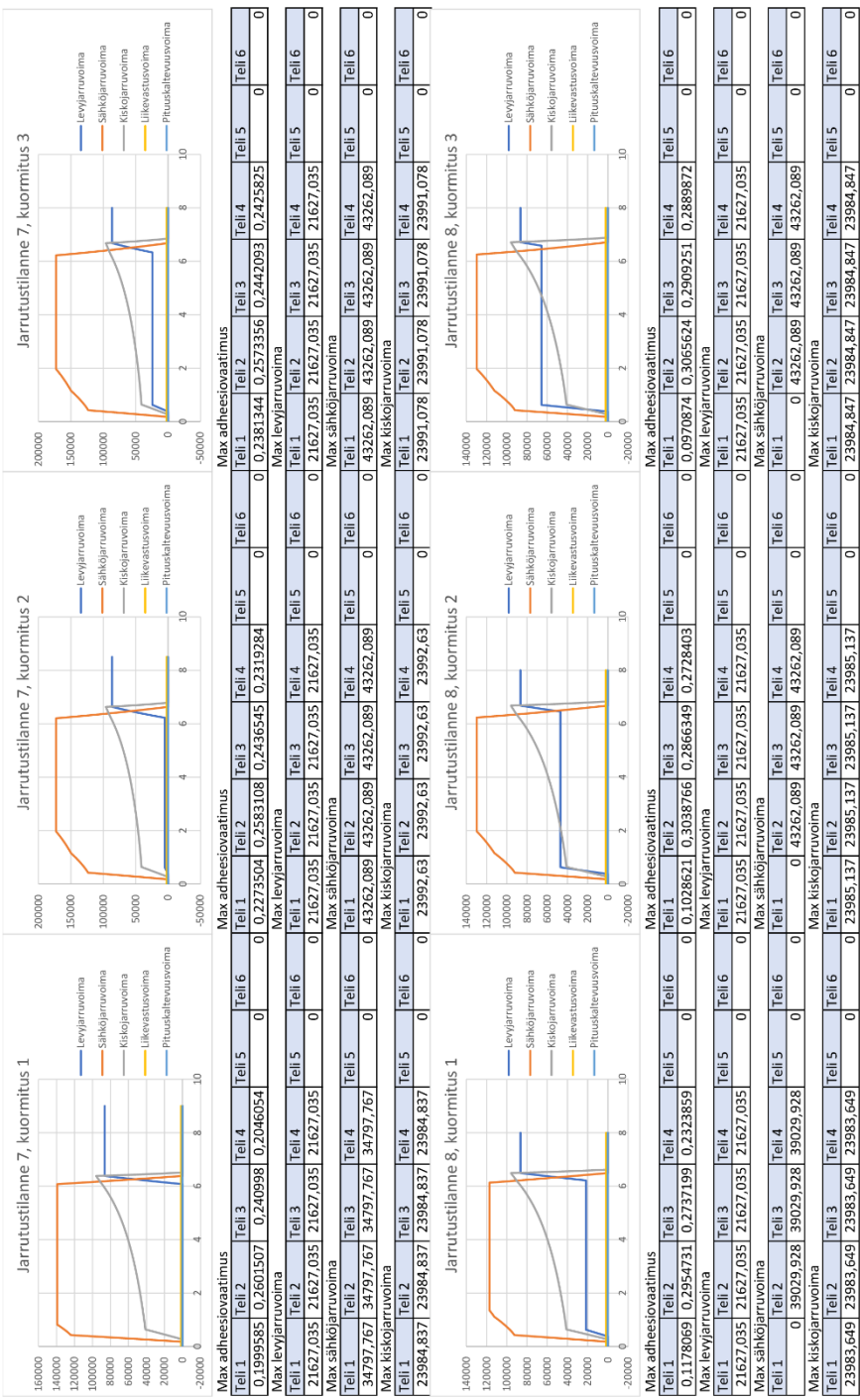
Paikallaanpito- ja pysäköintijarru

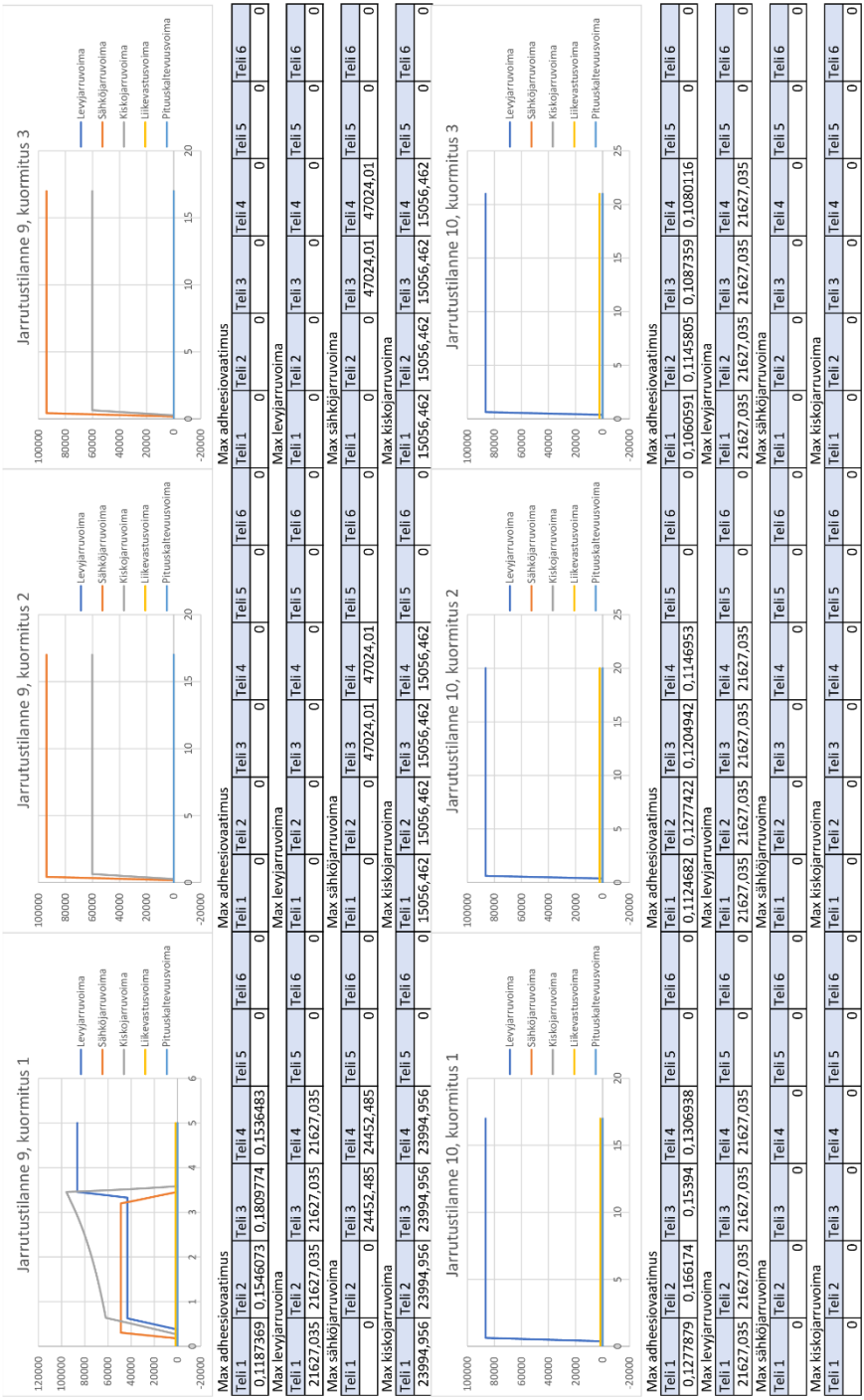
1.1	<u>G.1.1.1.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1		6	80305	2,475	14,986	100	
1.2	<u>G.1.1.2.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1		6	80305	2,475	14,986	100	
1.3	<u>G.1.1.3.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC3		6	86508	2,005	12,094	100	
1.4	<u>G.1.1.4.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC3		6	86508	2,005	12,094	100	
1.5	<u>G.1.1.5.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1		6	80305	2,475	14,986	100	
2.1	<u>G.1.2.1.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1	+	LC2	6	80305	1,141	6,8475	100
2.2	<u>G.1.2.2.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1	+	95928	5	80325	1,138	5,6904	100
2.3	<u>G.1.2.3.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1	+	95928	6	80305	0,948	5,689	100
2.4	<u>G.1.2.4.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1	+	80000	6	80305	1,053	6,32	100
2.5	<u>G.1.2.5.</u>		<i>i</i> [%]	<i>F_{im}</i>	<i>S_{im}</i>	<i>i_{max}</i>	Levyj. toiminta-%	
	LC1	+	2000	6	80305	2,392	14,473	100

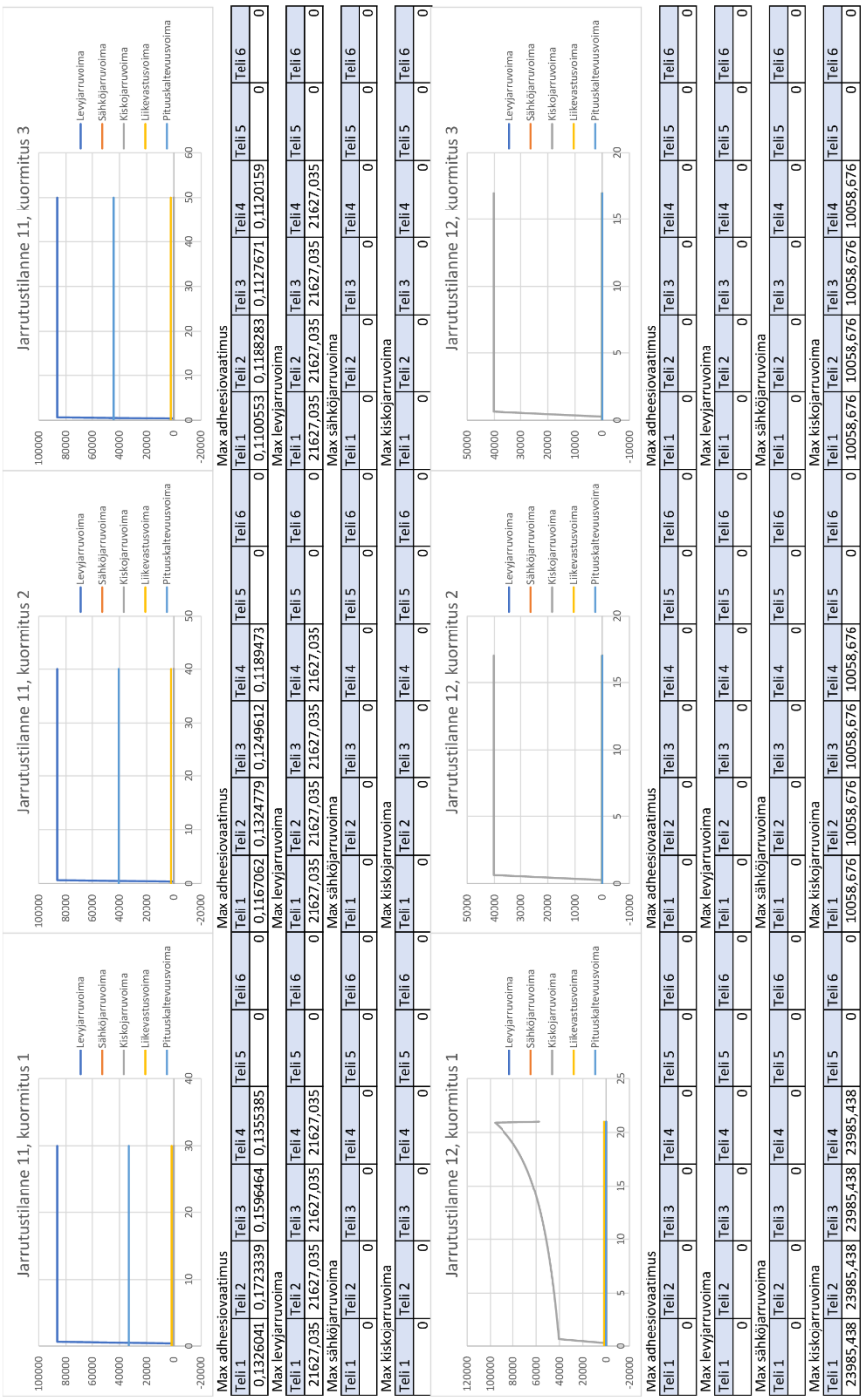


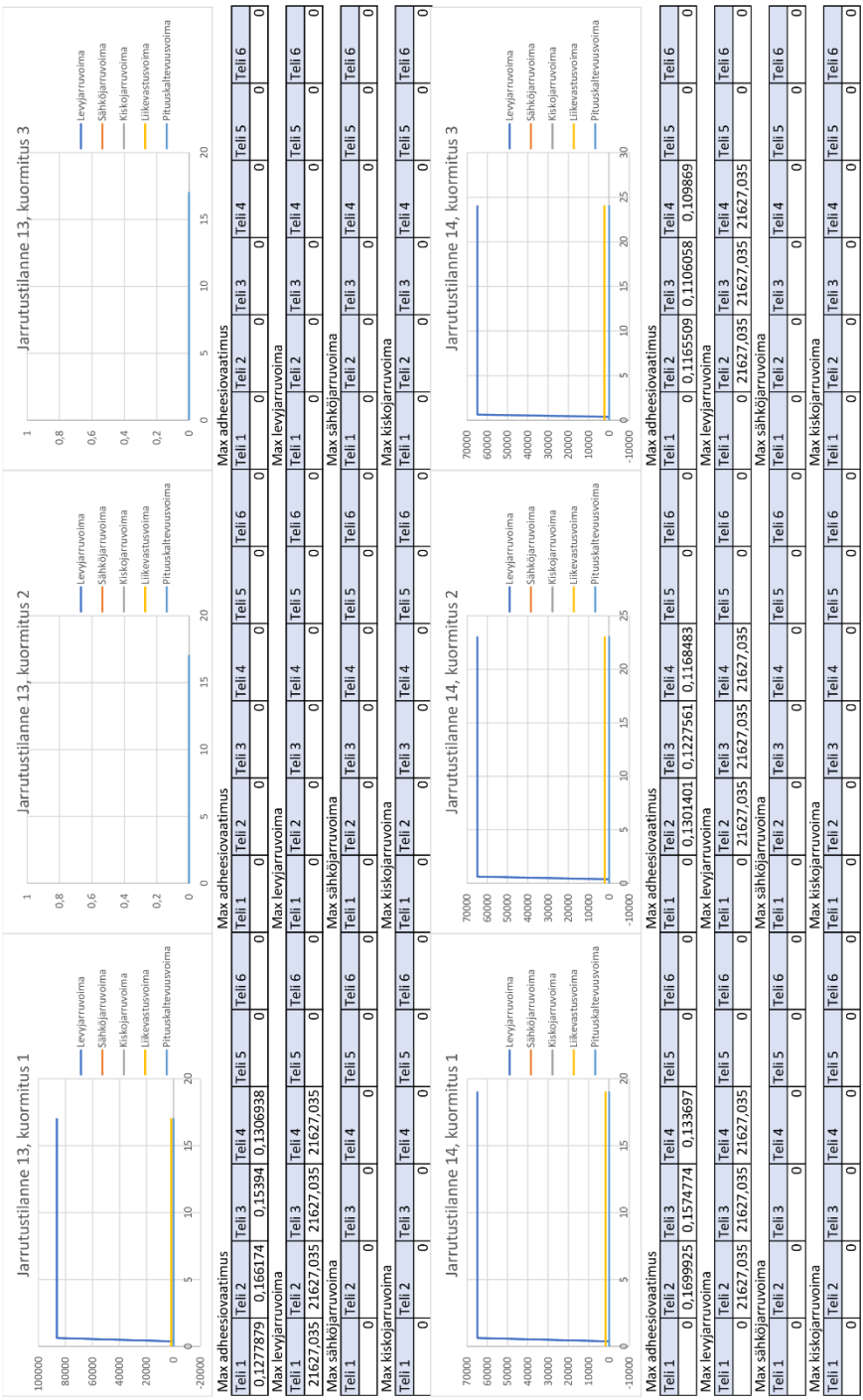


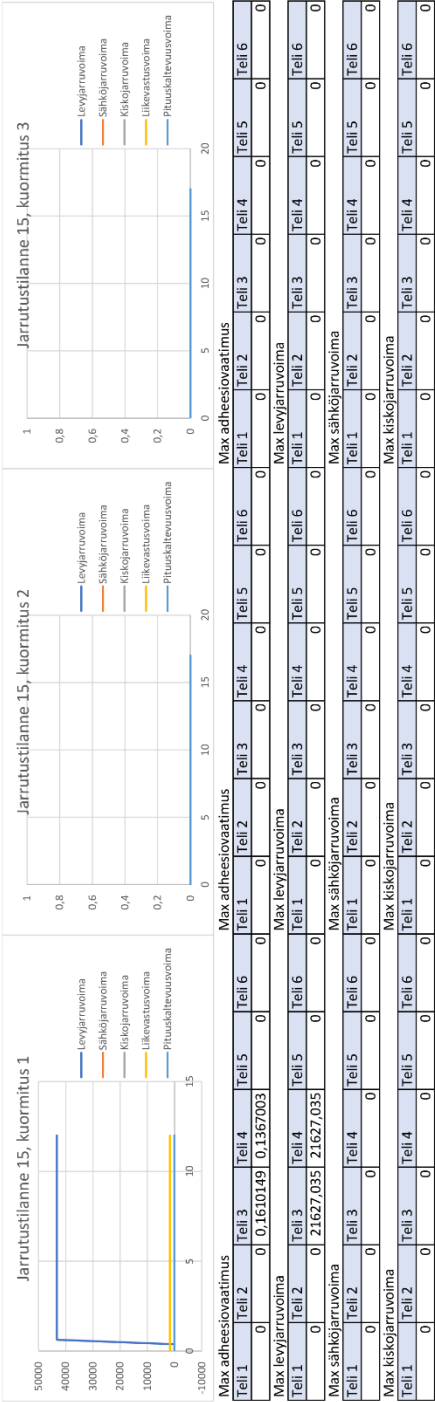












Pysäköinti 1	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
Pysäköinti 3	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1138783	0,1228887	0,1166203	0,1158435	0
	Max adheesiovaatimus	0,1138783	0,1228887	0,1166203	0,1158435	0
Pysäköinti 5	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
Pysäköinti 7	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1401489	0,181974	0,1685768	0,1431203	0
	Max adheesiovaatimus	0,1401489	0,181974	0,1685768	0,1431203	0
Pysäköinti 9	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
Pysäköinti 2	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
Pysäköinti 4	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1138783	0,1228887	0,1166203	0,1158435	0
	Max adheesiovaatimus	0,1138783	0,1228887	0,1166203	0,1158435	0
Pysäköinti 6	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
Pysäköinti 8	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
Pysäköinti 10	Teli 1	Teli 2	Teli 3	Teli 4	Teli 5	Teli 6
	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	10813,518	0
	Max jarruvoima	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0
	Max adheesiovaatimus	0,1402257	0,1820738	0,1686693	0,1431988	0